

第2章 数値シミュレーションによる過給機付直噴ガソリンエンジンの諸元検討

2.1 緒 論

開発した排気量 660cc ターボ過給機付直噴ガソリンエンジンは、直噴システムとターボ過給システムを組み合わせたシステムで構成されている。また、K6A エンジンと呼ばれる 660cc 直列 3 気筒 PFI エンジンをベースにターボ過給機付直噴ガソリンエンジンへ再設計したものである。ターボ過給システムは、エンジンの出力増強に有効な手段であり、660cc という小排気量ながら大きな排気量と同等の出力を発生させ、エンジンのダウンサイジングを図るには不可欠な手段である。しかしながら、これまでのターボ過給エンジンでは、排気流量の増大とともに排気管直後に置かれたターボ過給機の熱損失により触媒の浄化活性化が遅れ、冷機始動時の排出ガスの低減が無過給(NA: Natural Aspirated)エンジンよりも困難であった。さらには、過給運転領域でのノッキングを避けるために圧縮比は NA エンジンよりも低く設定され、低燃費化には不利とされていた。

本章では、上記のターボ過給機エンジンでの不利な点を直噴化することにより、燃焼を大幅に改善し、低燃費化と低排出ガス化を図った軽自動車初のターボ過給機付直噴ガソリンエンジンを開発した結果について述べる。そのために、数値シミュレーションを導入し、筒内現象の詳細な把握し、エンジンの吸気ポート形状、ピストン形状諸元の最適化することにより、開発期間の短縮と試作コストの低減も目的とする。

また、エンジンシを生産するにあたり、エンジンシリンダヘッドの吸気ポート中子型のズレによりポート形状にはバラツキが生じることに注目し、ポート形状の型ズレに対する吸気ポート性能の安定性を評価するために、型ズレが起こった際のモデルを各吸気ポート形状に対して、シミュレーションにより検討を行った。

筒内混合気分布は筒内流れ場と同様に火炎伝播速度の向上や大量 EGR の導入に重要な要因である。安定した運転をさせるためには、点火プラグ近傍に最適な混合気を配置することが重要となる。このため、本エンジンでは点火プラグ近傍に最適濃度の燃料混合気を配置させ、わずかに成層化させることを目指す。

本エンジンでの燃焼コンセプトは、上記のように点火プラグ近傍に最適な濃度の燃料混合気配置と吸気ポートおよびピストン形状選定により、エンジン筒内の空気流動を高タンブル(縦渦)化させ、また、吸気ポートの高流量係数化も両立させることである。高タンブル

化は、筒内燃焼火炎伝播を促進させることだけではなく、小さなシリンダボア径での噴霧のペネトレーションによる筒内壁への燃料付着の低減も図ることを目的としている。高タンプル化を図ることにより、一般的に流量係数は低下し、エンジン出力が低下することから、ここでは、数値シミュレーションを活用することで高タンプル化と高流量係数化を目指した。上記と直噴化の効果も併せて、本エンジンでは、以下のように低燃費化及び低排出ガス化を図る。

低燃費化は、(1)燃焼安定化による大量 EGR の導入によるポンプロスの低減、(2)耐ノック性向上による高圧縮比化、(3)過渡時燃料供給制御性の向上をねらいとしている。

低排出ガス化は、混合気分布・筒内流動の最適化による燃焼の安定化を図り、(1)冷機運転時の点火時期の遅角による触媒早期活性化、(2)冷機運転時の空燃比のリーン化での HC を低減、(3)大量 EGR の導入による NO_x の低減をねらいとしている。

2.2 数値シミュレーションによるエンジン諸元の最適化

数値シミュレーションには、General Motor 社 R&D 部門で開発された多次元流体解析コード GMTEC(General Multi-dimensional Thermal-fluid Engineering Codes)⁽¹⁾を用いた。本コードは非構造完全不連続接合格子を用いることができる。接合格子は特に吸気行程のインテークバルブ可動部分や点火プラグ近傍などの詳細な計算を必要とする部分に用いている。また、インテークバルブが閉じられた後は、計算時間の低減や圧縮行程の詳細な計算を目的に、吸気行程計算メッシュから燃焼室内を細分化した圧縮行程計算メッシュへ物理量をリマップする機能を備えている。さらに、メッシュサイズを最適化するための解適合格子の機能も備えている。計算はすべて非定常で実施しているが、評価内容に必要な応じて、流れ場計算、噴霧混合気計算、燃焼計算を行う。下記項目を計算し、評価を行うこととした。

- (1) 筒内混合気濃度分布
- (2) 点火プラグ近傍当量比
- (3) 筒内流速分布
- (4) タンブル比
- (5) 点火プラグ近傍流速
- (6) 乱流エネルギー
- (7) 流量係数
- (8) 壁面付着面積、付着量
- (9) 内部 EGR ガス分布

さらに、生産時におけるポート形状の型ズレに対する性能安定性も評価の対象とした。計算は改善のねらいとしている運転条件数点に絞込みを行い実施する。なお、計算手法や噴霧モデル等の詳細に関しては参考文献(1)(2)(3)を参照のこと。

(1) 筒内混合気濃度分布

点火プラグ付近に若干濃い混合気を分布させるねらいから、筒内の混合気分布の計算を行った。

混合気分布の計算を行った縦断面、横断面の位置は、

$$(x, y, z) = (0, 0, 0)$$

をヘッドデッキ面のシリンダ中心とすると、

$$x = 0, y = 0 \text{ の平面：縦断面}$$

$z = -0.5\text{mm}$ の平面：横断面

(2) 点火プラグ近傍当量比

当量比を計算した点火プラグ近傍の位置は、

$$(x, y, z) = (-1.5\text{mm}, 0, 0)$$

とした。

また、

x = ラジアル方向，正方向は排気→排気方向

y = スラスト方向，正方向は No.1 気筒→No.3 気筒方向

とする。

(3) 筒内流速分布

筒内流速分布は、縦断面 2 箇所で行った。1 箇所は、シリンダ中心，もう 1 箇所は、吸気バルブ中心での縦断面とした。

(4) タンブル比

タンブル比，筒内でのタンブル流(縦渦)，の強さを示すものであり，タンブル比は，下記のように定義した。

$$2\pi Ne/\omega$$

ここで， ω を筒内全域にわたる平均角速度， Ne をエンジン回転数とする。

燃焼コンセプトから，タンブルによる空気流動を強くすることで，燃焼の安定性を目指しており，ここでの評価では，特にタンブル比の強さに注目した。

(5) 点火プラグ近傍流速

前記点火プラグ近傍の位置にて，流速計算を行う。点火プラグ近傍の流速は，火炎伝播速度に影響すると考えられ，安定した燃焼を実現するためには，点火プラグ近傍の流速も考慮することとした。

(6) 乱流エネルギー

乱流エネルギー K は，以下の式で定義する。

$$K = \frac{1}{2} \overline{u'^2}$$

ここで， u' は u 方向の速度変動分である。

(7) 流量係数

流量係数は、以下のように定義する.

$$C_d = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{id}} = \frac{\dot{m}}{\rho_{id} u_{id} A}$$

ここで, id は, 流れ損失, 熱伝導, バルブカーテンエリアで流れの分布が無い場合の値
また, 以下を仮定

- ・ 熱伝達無し
- ・ Mach 数が低い(比圧縮性)

下記を流量係数として求める.

$$C_d = \frac{\langle u_{r,ex} \rangle}{u_{id}}$$

ここで, $\langle u_{r,ex} \rangle$ は, 吸気バルブ周方向の流速とする.

(8) 壁面表面付着燃料面積, 付着燃料量

付着燃料は, インジェクタから噴射された燃料が, 壁面 (ピストン頂部, シリンダ壁面) に付着した面積及び量で示す. 付着燃料を, 壁面での跳ね返り分も計算し, 差し引いている.

(9) 内部 EGR ガス分布

EGR ガスには, EGR ラインをとおり吸気に戻される外部 EGR ガスと, 内部 EGR ガスがある. 内部 EGR ガスとは, 前サイクルの燃焼後のガスが排気ポートに排気されずに筒内に残留したガスと, 一度排気ポートに排出されるがバルブオーバーラップ時に筒内に戻される排気ガスをいう.

筒内の内部 EGR ガスが不均一で EGR ガスの濃度が高い場合, つまり, 酸素濃度低い場合は, 燃焼が弱くなるという影響が生じる. 従って, ここでは, 内部 EGR ガス分布の均一性を評価する.

なお, 初期条件では, 内部 EGR ガスは筒内に均一に分布した状態に設定し, 吸気行程での空気流動及び噴霧の挙動を加え, 点火時期付近(710 CA°ATDC)での内部 EGR ガス分布を計算する.

2.3 吸気ポート形状の検討-1

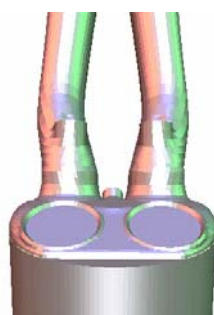
本エンジンは、K6A エンジンと同じ基本諸元とし、2つの吸気バルブを持つことから、吸気ポートは、2つの独立した吸気ポートとした。まずは、吸気ポート形状の検討として、2つの吸気ポートを同じとする対称ポートと異なる非対称ポートを作製し、両者の性能比較を行うこととした。対称ポートとは、図 2-1(a)のように、2つの吸気ポートの通路断面積を大きく同一にしたものである。このポートを、L-L ポートと呼ぶことにする。また、非対称ポートとは、図 2-1(b)のように、吸気ポートの一方の通路断面積を大として、もう一方の通路断面積を小としたものである。このポートを L-S ポートと呼ぶことにする。

エンジン回転数が 4000rpm で、負荷条件が全開運転時(WOT: Wide Open Throttle)及び正味トルク 80Nm での性能確認テストでは、非対称ポートは対称ポートに対し修正最高出力が高く、トルク変動を表す COV (Coefficient of Variation) of IMEP (Indicated Mean Effective Pressure)も低くなる。なお、COV of IMEP は、各サイクルの IMEP の標準偏差を IMEP の平均で割ったものである。また、筒内圧センサーを用いた燃焼解析結果からも、10-90%主燃焼期間が 30%以上短くなった。燃焼期間は、0-10%の筒内の燃料が燃焼するまでの期間を初期燃焼とし、筒内の 10-90%の燃料が燃焼した期間を主燃焼期間とする。燃焼期間は、燃焼に要したクランク角で示す。

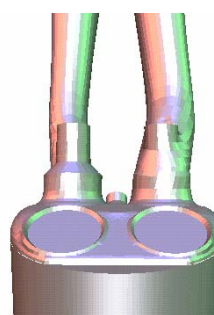
本検討では、上記要因について数値解析を用いて確認する。

(1)吸気ポート形状

以下の非対称ポート及び対称ポートの2形状について検討を行った。



(a) Symmetric port



(b) Asymmetric port

Figure 2-1 Shape of symmetric and asymmetric ports

(2) 計算条件

計算条件は，表 2-1 のとおりである．

Table 2-1 Calculation conditions

	Partial	WOT
Engine speed (rpm)	2500	4000
Load (Nm)	20	80
BMEP (kPa)	382	1614
SOI (CA ° ATDC)	388	398
EOI (CA ° ATDC)	406	514
IVO (CA ° ATDC)	339	
IVC (CA ° ATDC)	601	
Calculation duration (CA ° ATDC)	370 – 600	

(3) 計算結果

1) 混合気濃度分布

図 2-2 のように，対称ポートでの混合気濃度は対称的な分布となる．非対称ポートは筒内流動が複雑で濃度差は若干小さいが，上死点に近づくに従い高濃度域は小ポートのほうに偏る．非対称ポートの部分負荷条件では排気バルブ側スキッシュ部分，また，WOT，部分負荷条件ともにインジェクタ噴口近傍に高濃度混合気の残留が見られる．

2) プラグ近傍当量比変動

図 2-3 のように，当量比は 1.1～1.2 であり，対称ポートの濃度変動が小さい．特に WOT 条件では点火時期付近では両ポートとも当量比が同レベルであるが，非対称ポートは当量比の時間的变化が大きく不安定である．

3) タンブル比

非対称ポートは対称ポートに比べ最大タンブルが部分負荷条件で25%，WOT条件で30%程度大きい．図2-4で示されるように，WOTでは上死点付近までタンブル流が維持される．非対称ポートのタンブル流が強化されたのは，非対称性よりも片方のポート通路断面積が小さい効果と考えられる．

4) 筒内流速分布

図2-5、2-6のように、シリンダ上面の流速分布から、非対称ポートは対称ポートに比べ非対称性が強く、渦を形成する。また、上向きの流れが強くタンブル強化に貢献している。TDC付近でも筒内タンブルは維持され、プラグ付近流速は大きくなる。

4) 乱流エネルギー

乱流エネルギーは非対称ポートの方が約5%程度大きく、図2-7で示すように、WOT条件では上死点付近まで維持する。

5) 吸入空気量

図2-8のように、吸入空気量は、対称ポートの方が約2%程度大きい。これは、非対称ポートの片方の通路断面積が小さいためである。

6) まとめ

表 2-2 で示すように、性能確認テストで非対称ポートの方が良かった要因は、高いタンブル比を維持することができ、シリンダ内の乱れが促進されることにより火炎伝播が良好になったためと考えられる。非対称ポートでタンブル流が強化された要因は、ポートの非対称性ではなく、片方の通路断面積が小さいことにより、空気流動が強化されたものと推定する。但し、混合気分布については対称ポートの方が均一かつ安定しており、燃焼安定性の面では有利である。

以上から、高タンブルとするためには、吸気ポートの通路断面積は大と小のものとの中間の断面積とする。混合気分布の偏りが少なうするために、対称ポートを作製し性能を確認する。

Table 2-2 Summary of test result

+:優れる, -:劣る

	Symmetric port	Asymmetric port
Mixture distribution	+	-
Equivalent ratio	+	-
Tumble number	-	+
Air velocity distribution	-	+
Turbulence energy	+	-
Air flow mass	+	-

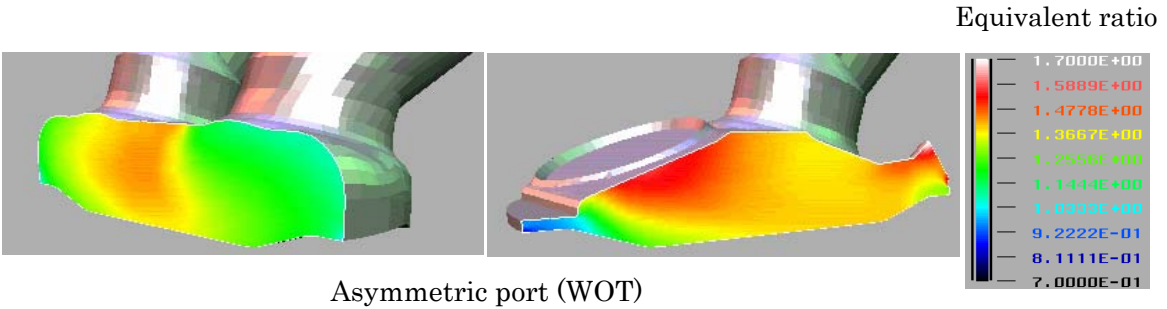
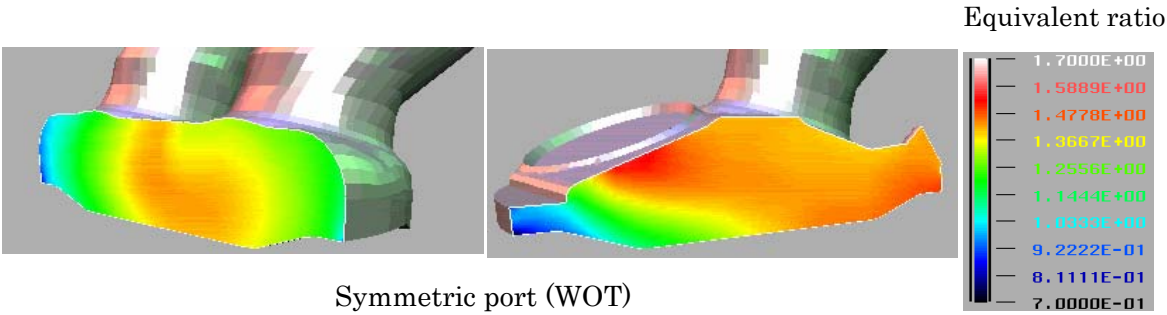
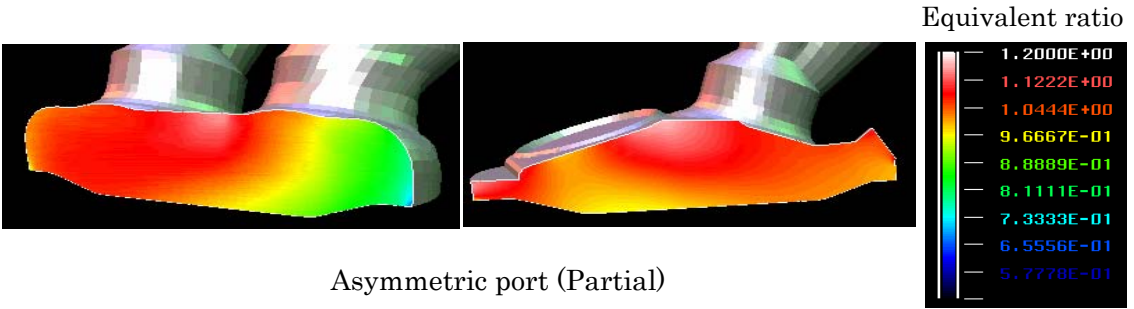
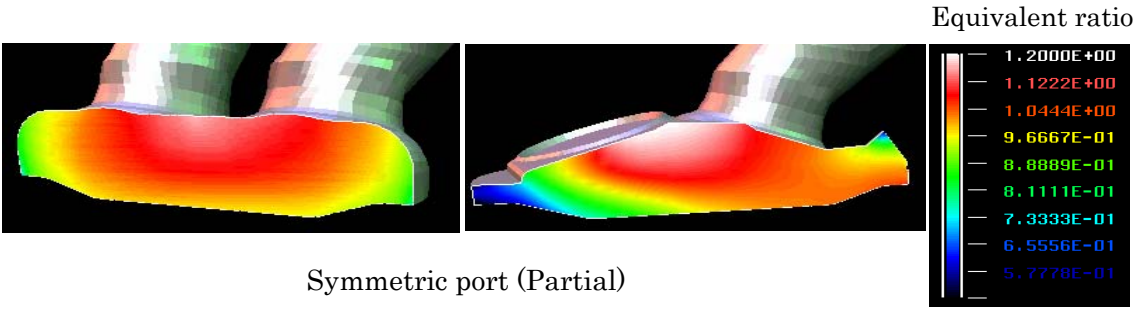


Figure 2-2 Mixture distribution

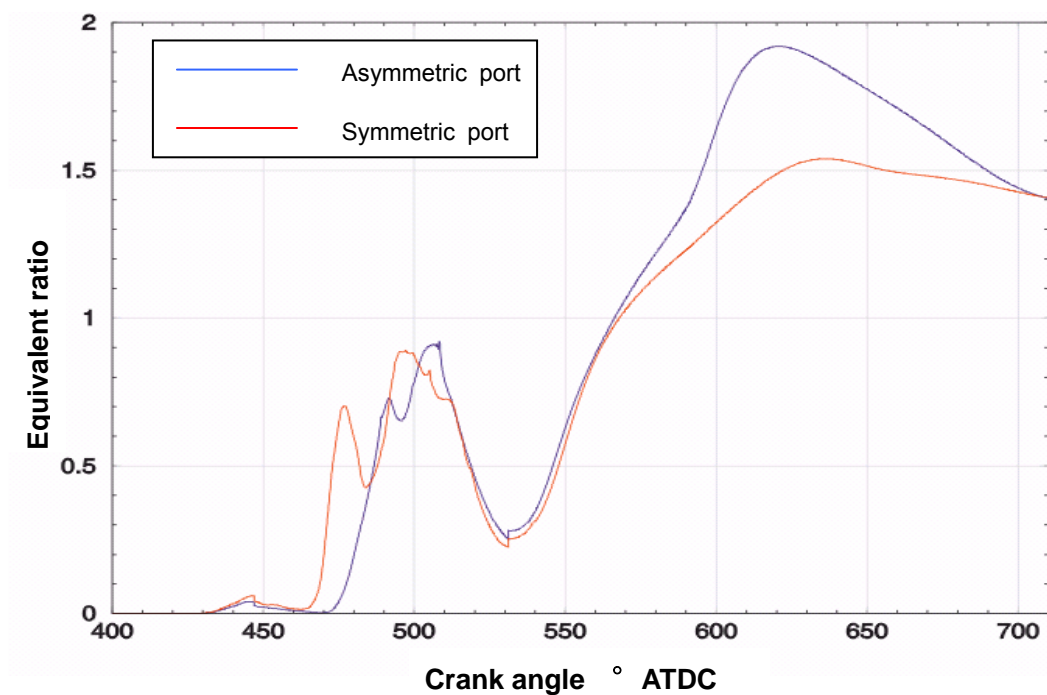


Figure 2-3 Equivalent ratio at vicinity of spark plug (WOT)

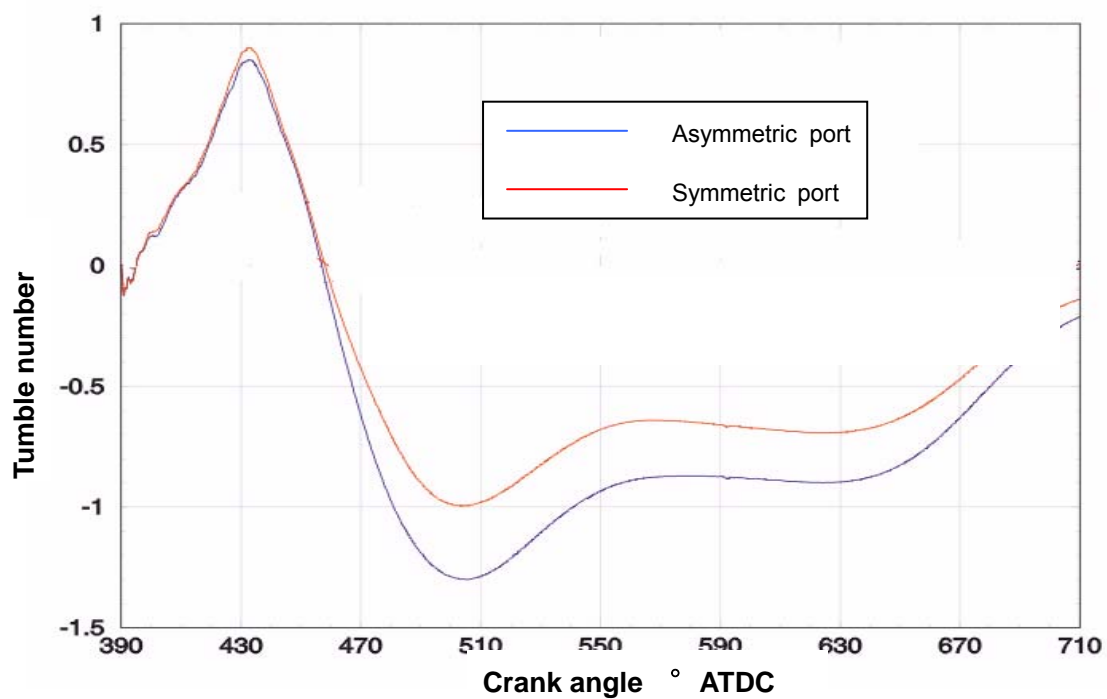


Figure 2-4 Swirl and Tumble number (WOT)

Cross section at cylinder center

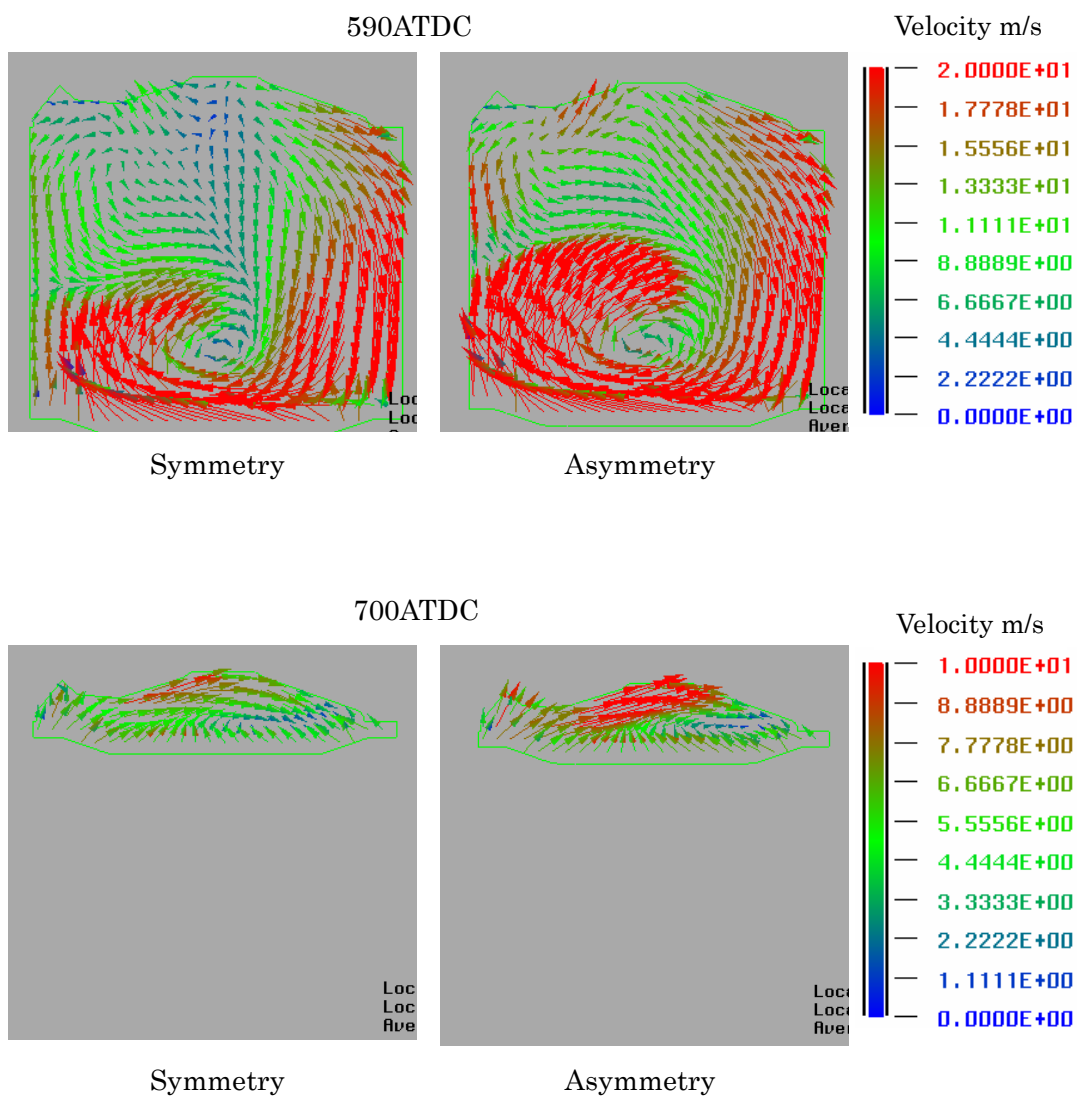


Figure 2-5 Air velocity distribution in cylinder (WOT)

- Cross section at cylinder center -

Cross section at cylinder center

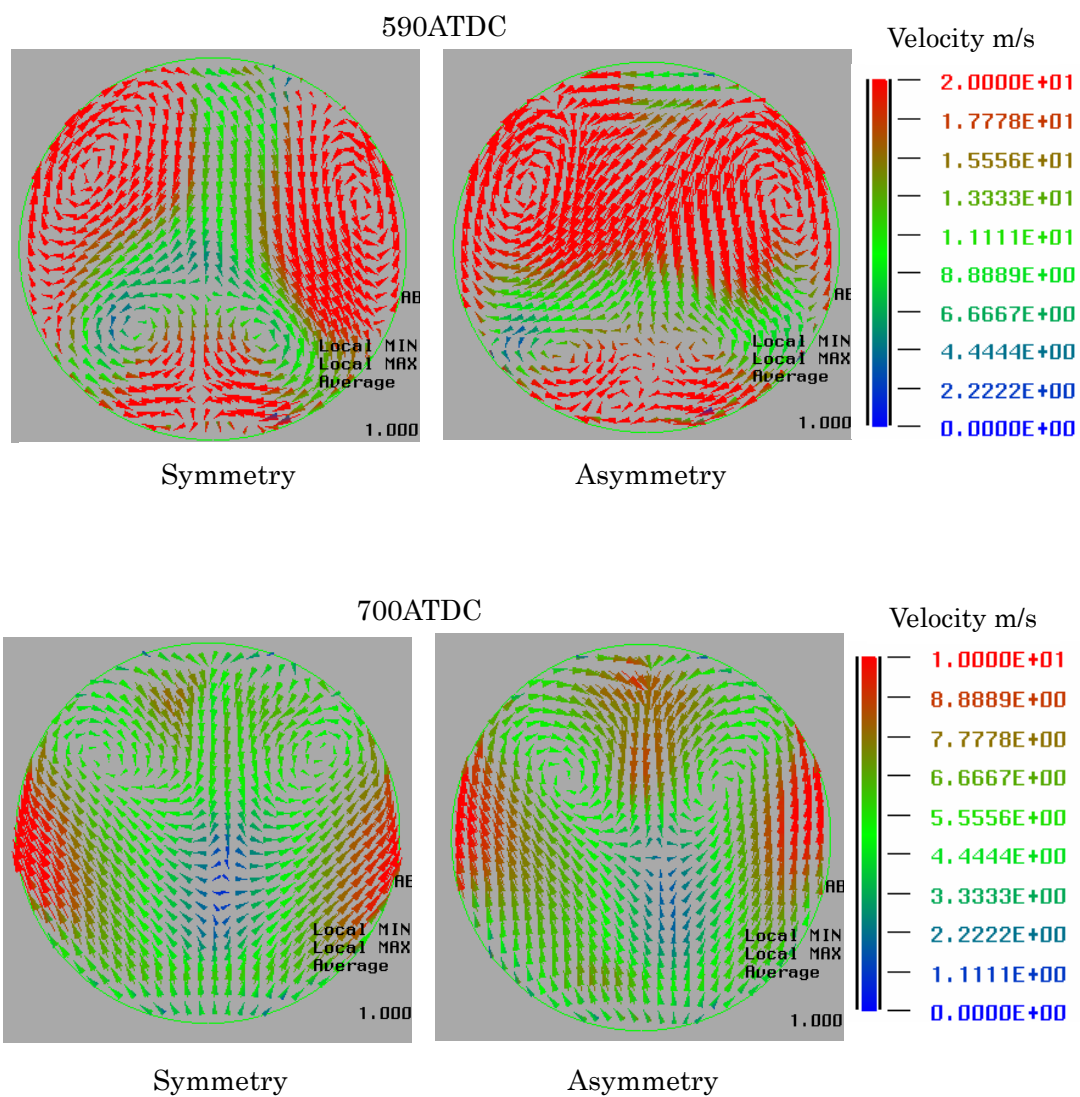


Figure 2-6 Air velocity distribution in cylinder (WOT)

- Cross section at cylinder axis -

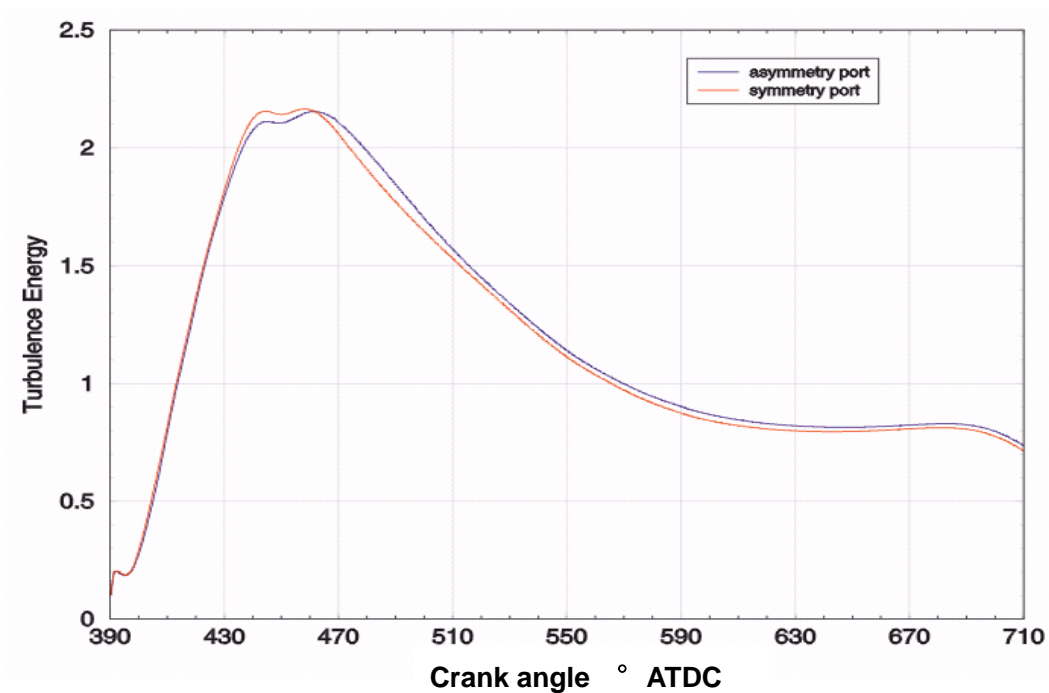


Figure 2-7 Turbulence Energy (WOT)

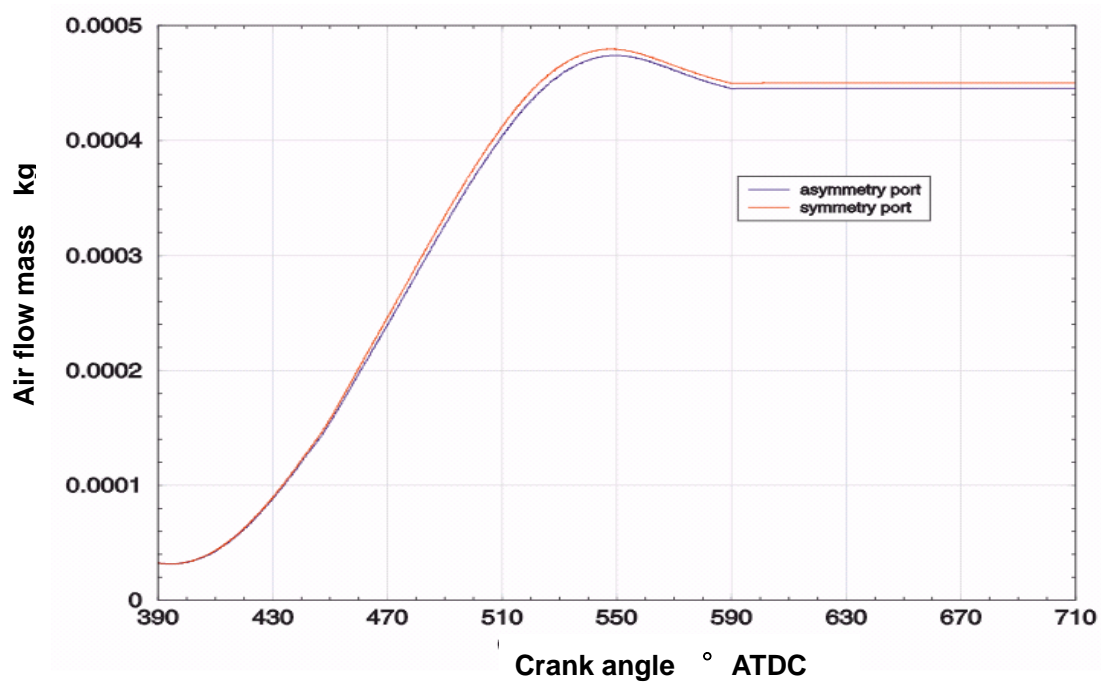


Figure 2-8 Air flow mass

2.4 吸気ポート形状の検討-2

(1) 吸気ポート形状

前記のように，検討の結果，吸気ポート形状は，対称ポートとして，ポート通路断面積は，中間のものとした．本吸気ポート形状は，両ポートの通路断面積が中間であることから，M・M ポートと呼ぶことにする．今回は，通路断面積通路を中間のものとして，以下の4つのポート形状について，数値シミュレーションによる検討を行った．ポート形状のねらいは，高タンプルで混合気濃度の点火プラグ付近への最適分布とした．

Type 1 : ストレート形状

Type 2 : 小径化通路で正タンプル強化（滑り台形状）

Type 3 : Type 1 ベースで通路断面積をさらに絞る

Type 4 : Type 2 ベースで通路上壁を落とし絞ったもの（滑り台形状）

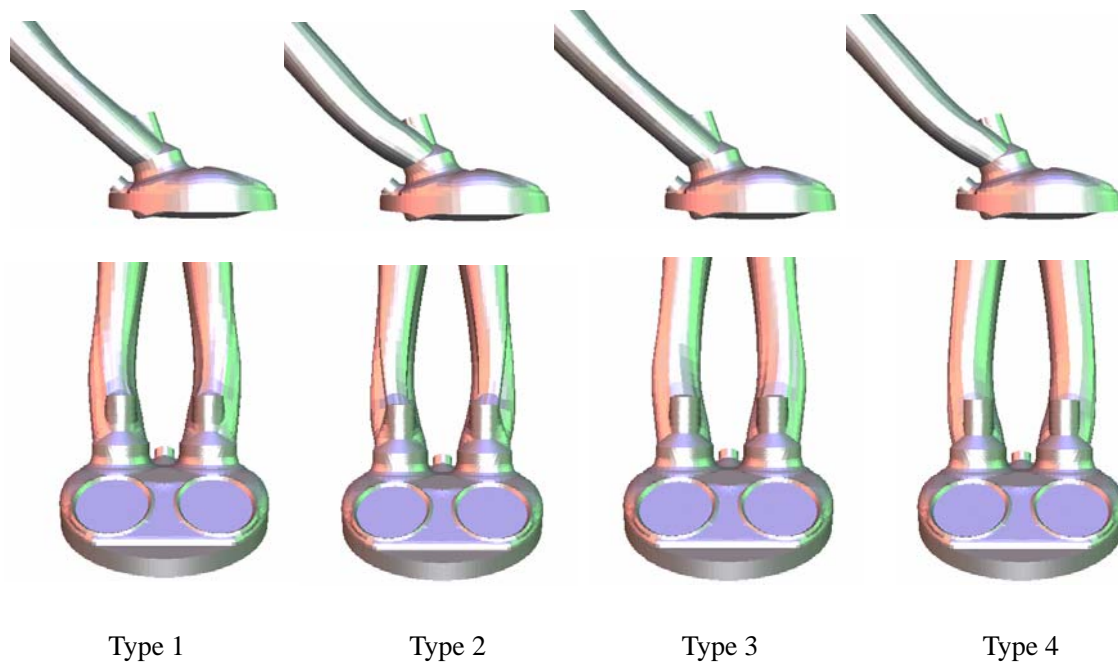


Figure 2-9 Intake port shape

(2) 計算条件

計算条件は，表 2-3 のとおり．

Table 2-3 Calculation conditions

	Idle	Partial	WOT
Engine speed (rpm)	800	2500	4000
Load (Nm)	0.6	20	80
BMEP (kPa)	-	382	1614
SOI (CA° ATDC)	399	388	398
EOI (CA° ATDC)	402	406	514
IVO (CA° ATDC)	339		
IVC (CA° ATDC)	601		
Calculation duration (CA° ATDC)	370-720		

(3) 計算結果

1) タンブル比

図 2-10 に示すように、部分負荷条件において、タンブル比のピーク値で評価すると、対称(L-L)ポートに比べ、対称(M-M)ポートでは、Type1 から順に 35%, 58%, 35%, 63%増加した。また、非対称(L-S)ポートと比較しても、それぞれ 18%, 40%, 19%, 44%増加した。タンブルが安定する IVC(Intake Valve Close)10°前 (590°CA ATDC) で評価すると、Type1, 3 は対称(L-L)ポートより 25%大きく、非対称(L-S)ポートとほぼ同等の値を示した。Type2, 4 は対称(L-L)ポートより 45%程度大きく、非対称(L-S)ポートよりもそれぞれ 18%, 24%大きい。

図 2-11 のように、WOT 条件においても Type1, 3 は 10%, Type2, 4 は約 25%非対称ポート(L-S)よりピーク値は大きくなっており、部分負荷条件と傾向は一致している。

Type1 と Type3, Type2 と Type4 が類似したタンブル特性であり、ストレート形状、または滑り台形状のベース形状によって傾向が決まる傾向がある。また、Type1 比べ Type2, Type3 に比べ Type4 のほうが通路断面積を小径化している分タンブルは大きくなっているが、断面積変化よりもポート形状変化の方が支配的である。

2) 筒内流速分布

図 2-13 に示すように、吸気バルブ最大リフト時(488°CA ATDC), Type 4 は Type1~3 に比べ、シリンダ内に流れ込む流速が大きくなっている。この流れは、図 2-12 の 590°CA ATDC のシリンダ中心断面に見られるように、ピストン上面で上向きの流れとなり、タンブル生成に貢献していると考えられる。Type4 ではバルブステム上流で上壁を下げることで、ステムガイド下方のデッドスペースに空気が流れ込みにくく、ポートからスムーズに燃焼室に流れ込むためだと推察される。また、Type2 はシリンダ内に流れ込む流速については Type1, 3 とあまり変わらないが、吸気バルブ側に流れ込む（逆タンブルを生成する）流れがポート形状によって抑制され、正タンブルが打ち消されることがないため、590°CA ATDC では Type4 と同様の強いタンブル流が見られる。また、部分負荷、WOT 条件ともに同様の傾向が見られる。

Type2, Type4 は高タンブルを生成するものの、ポートを寝かした形状であるためにバルブシートとの交差角ができ、加工のばらつきを受けやすいことが懸念される。従って、生産時のばらつきにより、筒内の空気流動が変化し、混合気分布へも影響を与えることになり、ロバスト性の低いエンジンとなる可能性が高い。

3) 乱流エネルギー

図 2-14 のように、乱流エネルギーに関しては、Type1～4 での違いはほとんど見られない。非対称(L-S)ポートと比べるとそれぞれ約 3%増加した。タンブル強化によると考えられるが、タンブル比の変化に比べ乱流エネルギーの変化は非常に微小である。

4) 流量係数

図 2-15 のように、非対称(L-S)ポートに比べ、最大バルブリフト付近において Type1 が 7%、Type2 が 4%、Type 3 が 5%、Type 4 が 1.5%向上している。Type3 と Type4 は通路を絞った影響でベースとなる Type1、Type2 より 2 - 3%程度低下するが、非対称(L-S)ポートの性能は上回る。従って、流量係数に関しては、どのポート形状でも問題はない。

5) 吸入空気量

図 2-16 のように、今回の 4 形状ともにほとんど変化がなく、どのポートでも問題はない。

6) まとめ

表 2-4 に示すとおり、GMTEC による解析評価の結果、正タンブル強化を想定した対称(M-M)ポートの Type4 ポート形状がねらいどおり高いタンブル比（非対称(L-S)ポート比 24%向上 at590ATDC）を示した。全負荷での流量係数も非対称(L-S)ポートを若干上回った。しかし Type4 はポートを寝かした分、バルブシートとの交差角ができ加工のバラツキを受けやすいためタンブル比、流量係数にバラツキが生じると想定される。量産時の型ズレ等に注意する必要がある。

よって、Type4 ポートと、非対称(L-S)ポートと同等のタンブル比ではあるが、型ズレ性能安定性が良いと思われる Type1 を選定した。

型ズレの影響が懸念される Type4 を選んだので、型ズレの影響を計算で事前に見積ることとした。タンブル比や流量係数について最も影響が大きいポート半径方向に設計上の最大バラツキである $\pm 1\text{mm}$ (生産実力は $\pm 0.5\text{mm}$)分ずらして、Type1 と比較評価する。

型ズレの影響としては、吸気流動に変化を与えことにより、混合気分布・燃焼速度に影響を与え、最終的には、出力・燃費性能へ影響を与えることになる。

Table 2-4 Summary of test result +:優れる, 0:同等, -:劣る

	Type 1	Type 2	Type 3	Type 4
Tumble number	-	0	-	+
Air velocity distribution	-	+	-	+
Turbulence energy	0	0	0	0
Coefficient of discharge	+	0	+	0

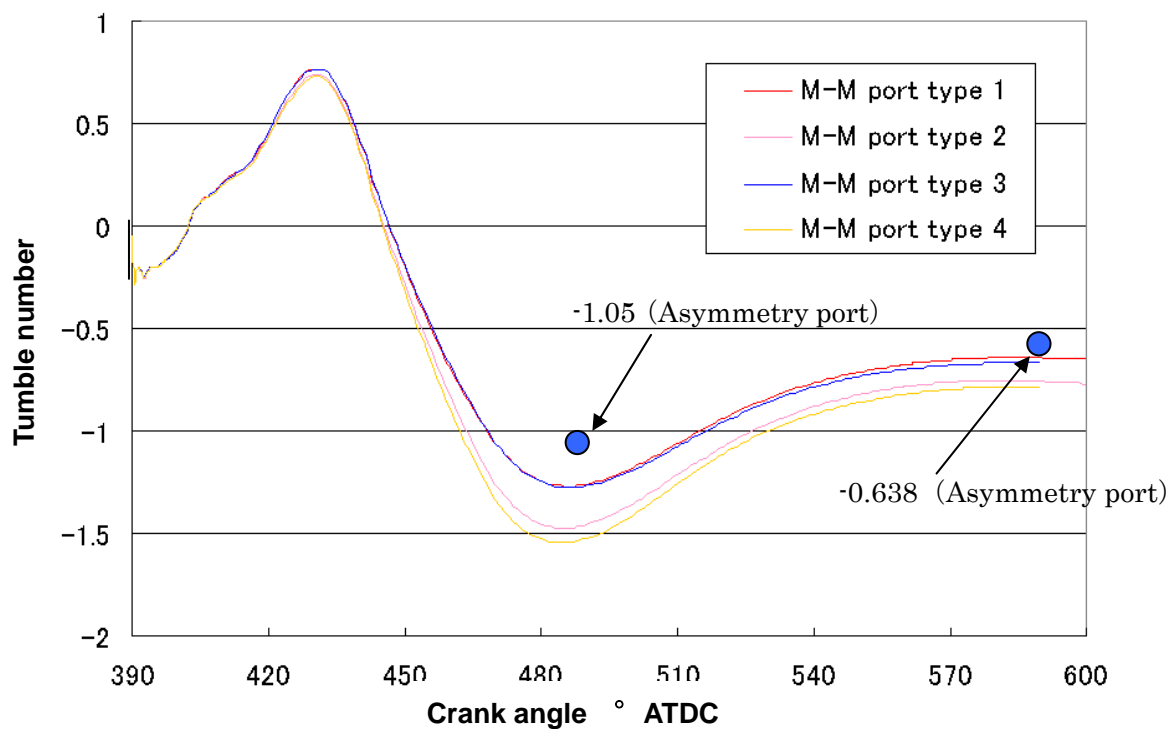


Figure 2-10 Tumble number (Partial)

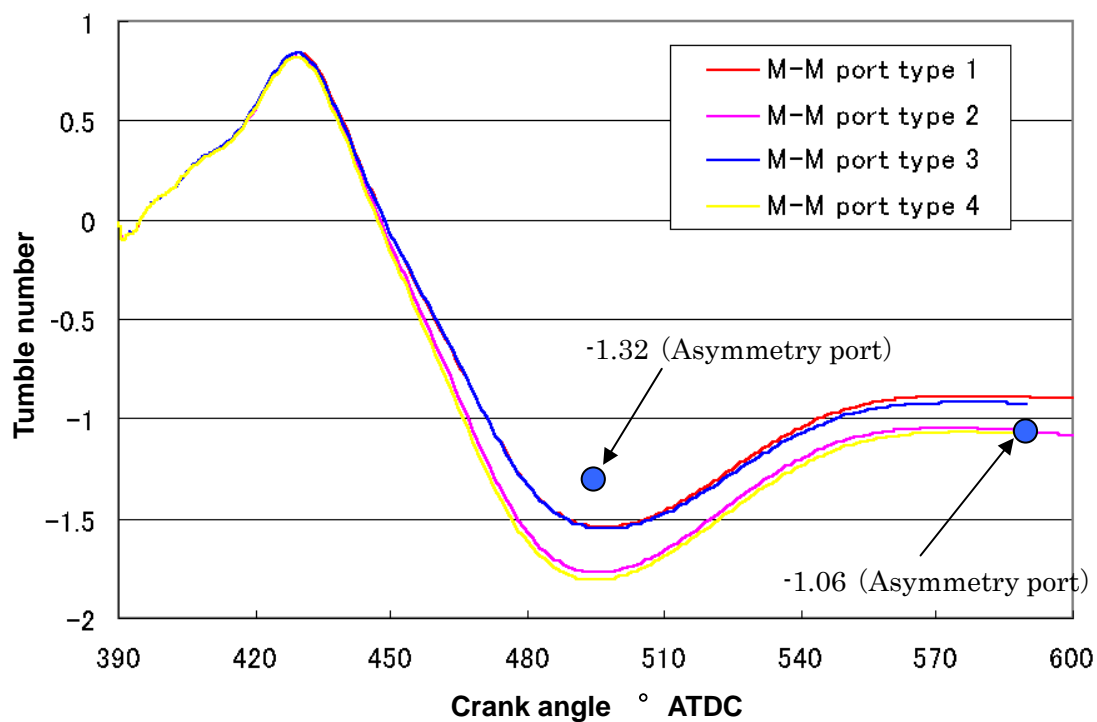


Figure 2-11 Tumble ratio (WOT)

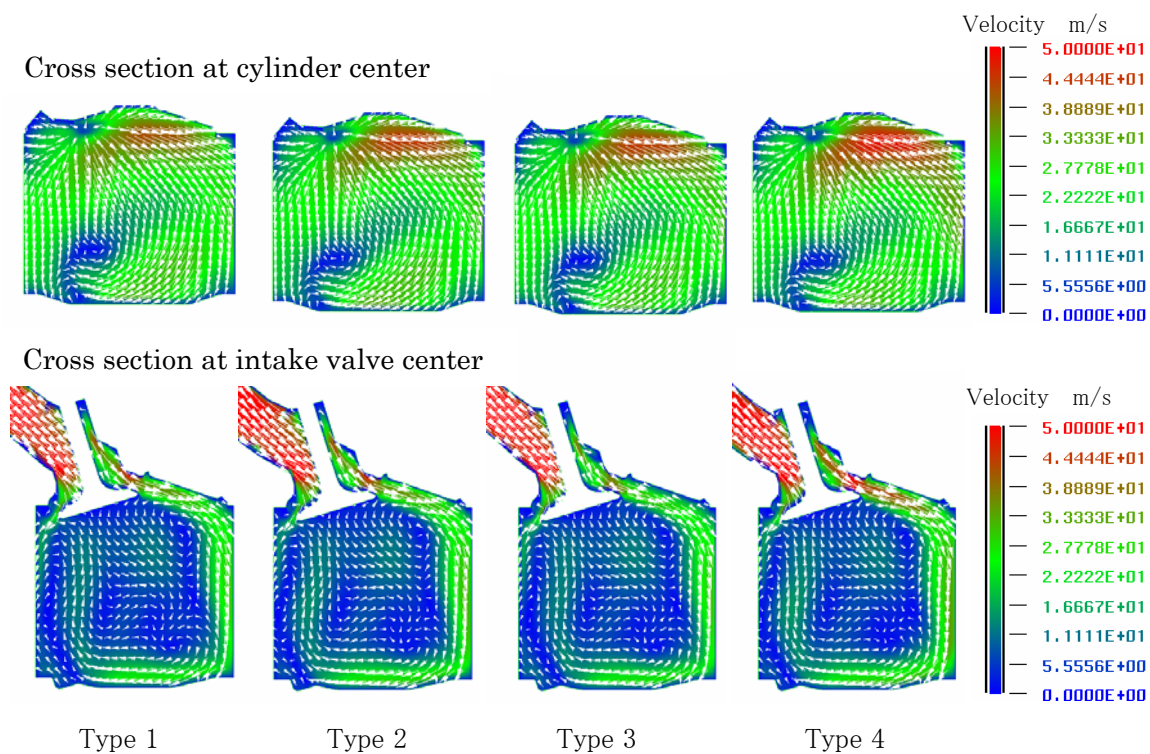


Figure 2-12 Air velocity distribution in cylinder at 488 CA ° ATDC (Partial)

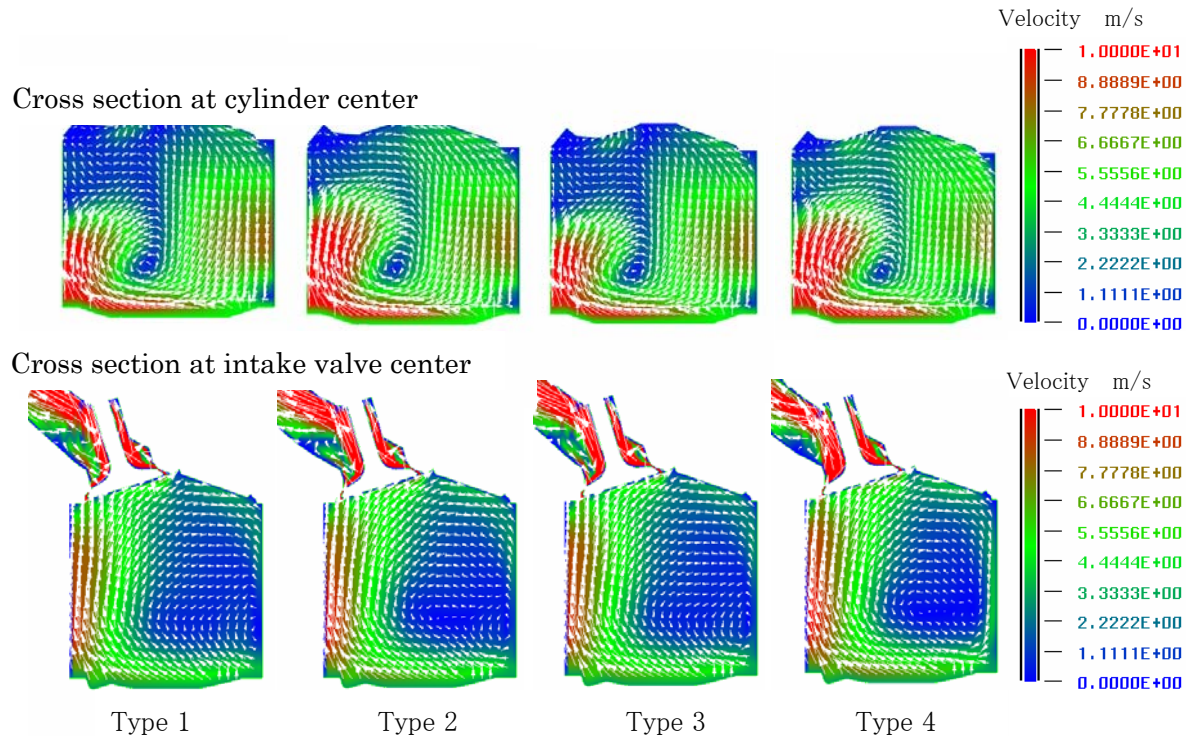


Figure 2-13 Air velocity distribution in cylinder at 590 CA ° ATDC (Partial)

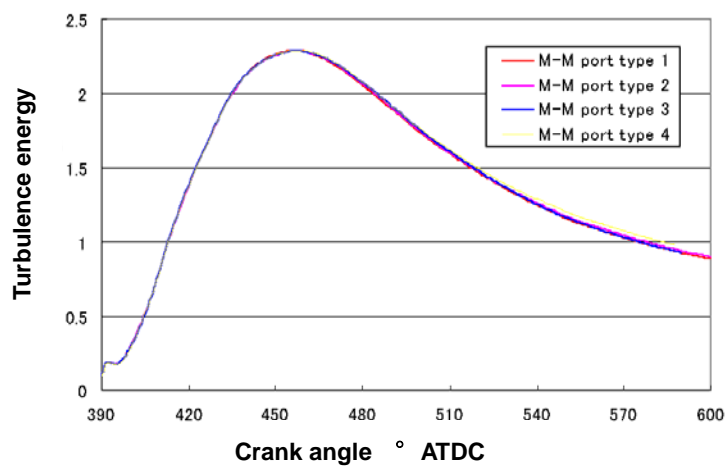


Figure 2-14 Turbulence energy (WOT)

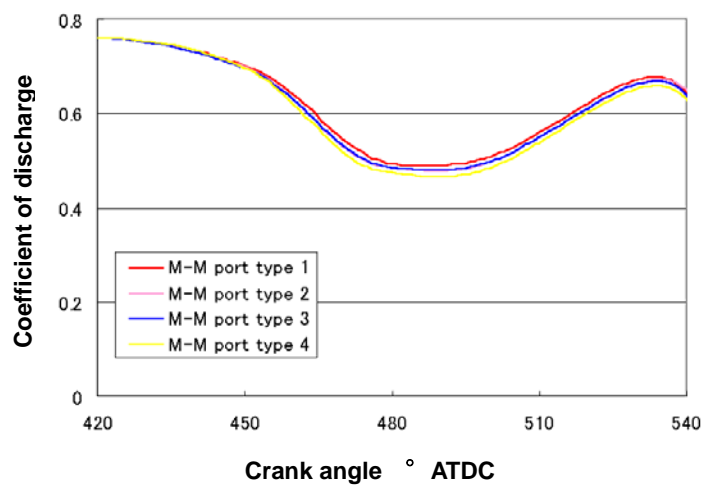


Figure 2-15 Coefficient of discharge (WOT)

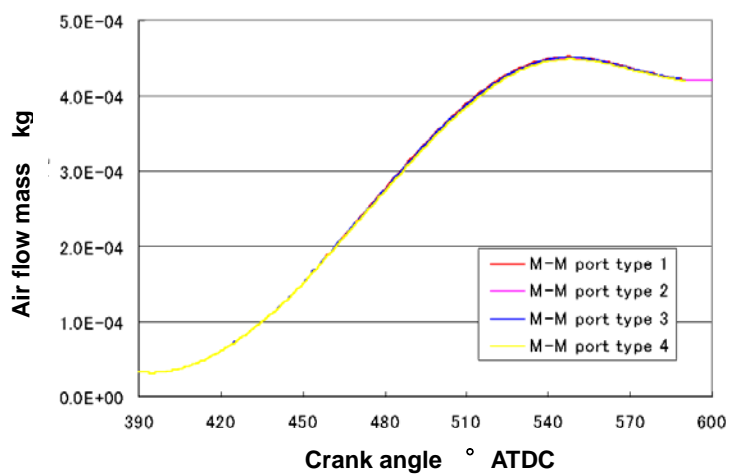


Figure 2-16 Air flow mass (WOT)

2.5 吸気ポート形状とピストン形状との検討

4 タイプの対称(M-M)ポート計算結果から，図 2-17 に示されるように，高タンプル，高流量係数を狙った Type 4 ポートと性能安定性を狙った Type1 ポートを選定した．性能確認テストを実施し実機からの評価も行った．Type1～Type4 での対称(M-M)ポートの計算では開発時間の短縮のため流れ場のみ解析を行い，噴霧・混合気挙動は計算していない．

本段階では実機の結果との整合性を得るため，噴霧・混合気挙動，燃焼を含めた計算を行い，実機に近い条件で評価することとした．またピストン形状は，Flat タイプと Dish タイプの2種類を試作した．Flat タイプは，図 2-17 に示すように，ピストン頂部の中心部の窪み部は大きくし，形状は平面とし，周辺部に平面部を設けたが面積的には小さくした．また，Dish タイプも図 2-17 に示すように，ピストン頂部の中心部の窪み部は小さくし，形状は球面とし，周辺部の平面部は Flat タイプより大きなものとした．これらの吸気ポートおよびピストンで数値シミュレーションを実施し，最終形状をから決定する．

(1) 計算条件

計算条件は，表2-5のとおり．

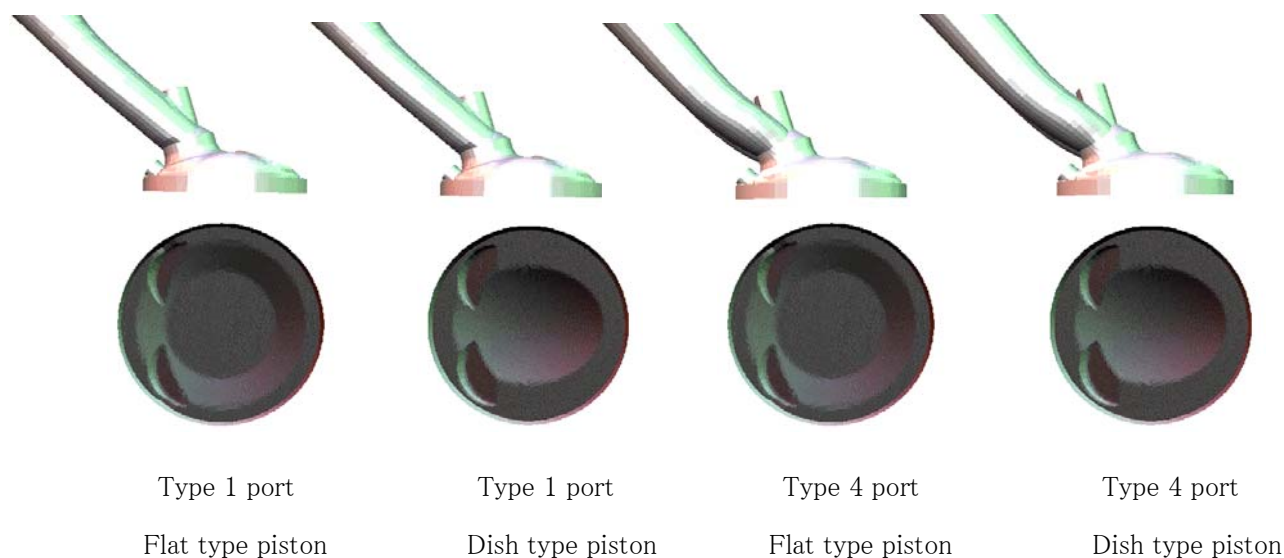


Figure 2-17 Intake port type and piston type

Table 2-5 Calculation conditions

	Idle	Partial	WOT
Engine speed (rpm)	800	2500	4000
Load (Nm)	0.6	20	80
BMEP (kPa)	-	382	1614
SOI (CA ATDC)	399	388	398
EOI (CA ATDC)	402	406	514
I VO (CA ATDC)	339		
I VC (CA ATDC)	601		
Calculation duration (CA ° ATDC)	370-720		

(2) 計算結果

1) 混合気濃度分布

図 2-18～2-20 に示すように、混合気濃度分布はピストン形状よりポート形状が支配的であり、Idle から部分負荷、WOT と負荷が高くなるにつれてこの傾向は顕著になる。Idle、部分負荷条件では燃焼室上部から層状に分布しているが、WOT では均一化が進んでいる。いずれの負荷条件においても、Type4 に比べ Type1 の方が濃い混合気がプラグ近傍に見られ、Type4 は排気ポート側に濃い混合気が集中している。非対称ポートよりも Type1、Type4 ポートの方が対称的な分布となっている。

2) プラグ近傍当量比変動

Idle、部分負荷条件では Type4 ポートに比べ、Type1 ポートの方が当量比の変動は少なく、かつ当量比も大きい。図 2-21 で示すように、WOT 条件では Idle、部分負荷と比較して TDC 直前での濃度変動が少なく、Type1 ポートと Type4 ポートはほぼ同じ当量比となる。当量比変動もピストン形状よりポート形状が支配的であり、点火時期付近では Flat タイプピストンと Dish タイプピストンの濃度が逆転する傾向が見られる。

3) 筒内流速分布

図 2-22,2-23 のように、吸入行程である 488 CA °ATDC では、Type1 に比べ Type4 の方はポートからシリンダ内に流れ込む流速が強く、吸気側に流れ込む（逆タンブル生成方向）の流速は小さく、正タンブル生成に貢献している。バルブ中心断面でのピストン上面付近の流速は、Dish タイプに比べ Flat タイプの方が若干大きい。これは、バルブ中心断面では

Flat タイプは、シリンダ壁面付近でピストン上面が斜めになっているのに対し、Dish タイプは平面となっており、Flat タイプはタンブル流を生成しやすい形状になっているためと考えられる。

図 2-24,2-25 のように、圧縮行程である 590 CA °ATDC でも傾向は変わらず Type4 の方が強いタンブル流を生成する。なお、ピストン形状による影響が、圧縮行程では出始めている。ピストン窪み部が球状である Dish タイプでは、タンブル流の流れを損なうことが少なく、流れを保持する形状の特性から、Dish タイプは、Flat タイプと比べてタンブル流が強くなり始めている。

図 2-26,2-27 のように、TDC 付近でも Type4 が強いタンブル流を維持している。Dish ピストンは渦中心がシリンダ中心に近く、整然としたタンブルが生成されているのに対し、Flat ピストンでは渦中心が排気ポート側に位置し、押しつぶされた形のタンブル流になっている。

4) タンブル比

図 2-28 のように、ピストン形状よりポート形状が支配的であり、Type4 ポートの方が強いタンブルを生成する。また、タンブルのピーク値は、Dish ピストンに比べ Flat ピストンの方が大きい。TDC 付近ではタンブル強度が逆転する傾向が見られる。筒内流速分布で述べたように、流入行程では Flat ピストンの方がタンブルを形成しやすく、筒内容積が小さくなるに従い、Dish ピストン形状がタンブル生成に貢献するためである。非対称ポートのピーク値はそれほど大きくないが、減衰が小さく、TDC 付近では Type1 より強いタンブルを得ることができる。

5) 点火プラグ近傍流速

点火プラグ近傍流速に関しては、ピストン形状よりポート形状が支配的である。Idle、部分負荷では Type1 より Type4 の方が流速は大きく、TDC 付近ではほぼ一定になる。図 2-29 では、WOT では Type 1 の方が大きく、圧縮上死点に近づくと急速に流速が減少し流速の変化が大きい。非対称ポートは流動場の非対称性のため、流速変化が大きい。従って、点火時期のタイミングで、燃焼が大きく変わることが懸念される。点火時期を多少変えても安定した燃焼が得られることが望ましい。

6) 乱流エネルギー

乱流エネルギーに関しては、図 2-30 に示すように、650 CA °ATDC 付近まではポートによる差はほとんどないが、Type4 ポートでは 650 CA °ATDC 以降に乱流エネルギーが急速に増

加する。乱流エネルギーは、ポート形状が支配的であり、Flat ピストンの方がわずかに大きい。

7) 流量係数

図 2-31 のように、最大バルブリフト付近において非対称(L-S)ポートに比べ Type4 はほぼ同等、Type1 は 8%向上している。従って、吸入空気量の増加し、出力が向上すると推察される。

8) 壁面付着面積、付着量

壁面付着量は噴射量で無次元化している。図 2-32～2-37 のように、付着面積・付着量ともに微小量での評価ではあるが、図 2-33, 2-35 などからポート形状よりピストン形状の方が支配的であると考えられる。Flat タイプが Dish タイプよりも、多くの付着燃料を生成しているタイミングとしては、400～430 CA°ATDC 付近であり、噴射された噴霧がピストンへ衝突しているタイミングと考えられる。従って、Flat タイプが Dish タイプよりも、ピストン頂部の窪みの深さが深く、噴霧のピストンへの衝突が少ないため、付着燃料が少なくなっていると推察される。また、400～430 CA°ATDC 付近では、ピストン位置は上死点に近いいため、ピストンによりシリンダ壁面に露出は少ないため、噴射された燃料は、シリンダ壁面への付着は少ないと考えられる。

9) 内部EGRガス分布

図 2-38 のように、部分負荷では非対称ポートを除き、ポート、ピストンの影響はあまり見られず、排気バルブ付近に濃い EGR ガスが残留している。図 2-39 のように、WOT では Type4 は、EGR ガスの分布がほぼ均一化されているが、Type1 ではシリンダ周囲に多少濃い EGR ガスが残留している。燃焼の安定性を考えると、より均一な EGR ガス分布を示す Type4 が望ましい。

10) 燃焼速度

燃焼速度に関しては、図 2-40 に示すように、違いはわずかであるが、ポート形状、ピストン形状の違いにより燃焼状態が変化している。非対称ポートの初期の燃焼が最も速い。主燃焼速度 (MBF: Mass Burned Fraction 10-90) について実験値と計算値を比較すると実験値は Type1 に比べ Type4 ポートの方が 20%程度燃焼速度は速くなっているのに対し、計算値ではわずかな違いであった。燃焼モデルの再確認、実験データにあわせて再計算するなどの見直しが必要となる。

11) まとめ

表 2-6 のように，空気流動に関しては，Type4 が優れているが，Type1 の方が混合気形成については，優れている．後述する吸気ポートの型ズレによる影響度を考慮して，ポート形状を決定する．

なお，ピストン形状は，Dish タイプは，ピストン頂部の窪み部の深さが深いことにより，燃料付着量が少なく，スモークの発生が低減できると考え，Dish タイプとする．

Table 2-6 Summary of calculation results

+ : 優れる, 0 : 同等, - : 劣る

	Type1 Flat	Type1 Dish	Type4 Flat	Type 4 Dish
Mixture distribution	+	+	-	-
Air velocity distribution	-	-	+	+
Tumble number	-	-	+	+
Air velocity at vicinity of spark plug	-	-	+	+
Turbulence energy	-	-	+	+
Wall film	-	+	-	+
Mass burn fraction	-	-	+	+

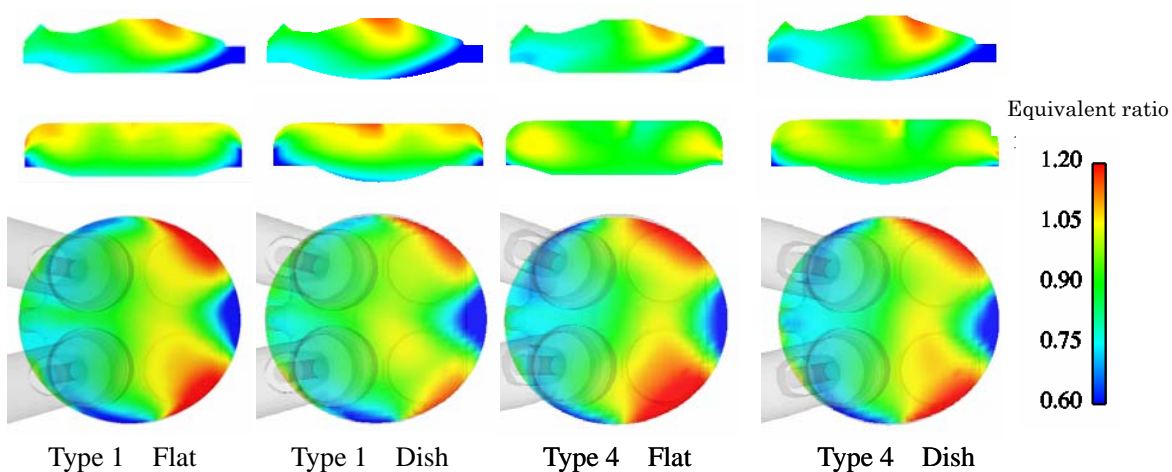


Figure 2-18 Mixture distribution (Idle, 710 CA °ATDC)

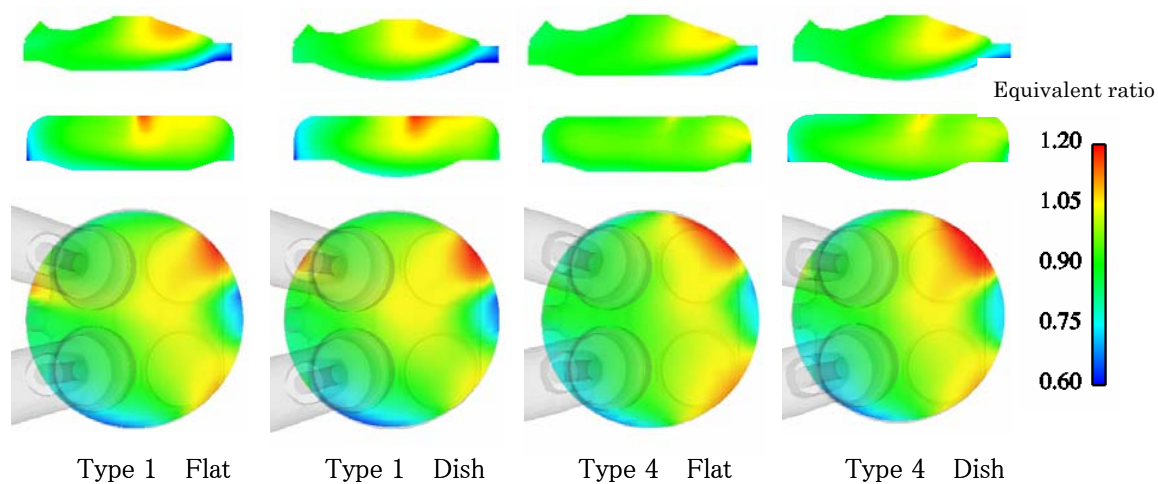


Figure 2-19 Mixture distribution (Partial, 710 CA °ATDC)

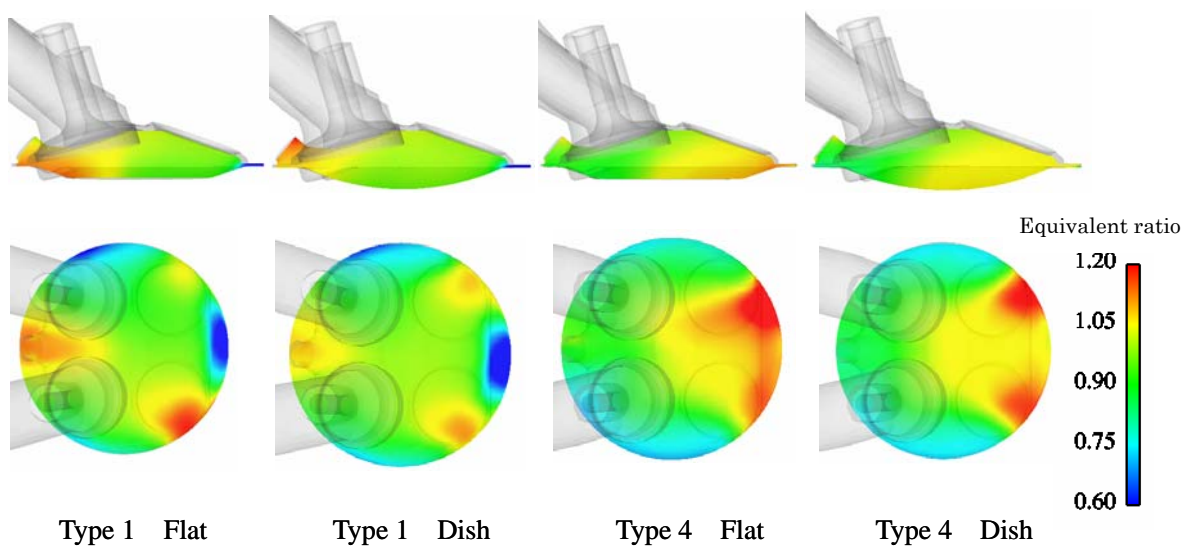


Figure 2-20 Mixture distribution (WOT, 710 CA °ATDC)

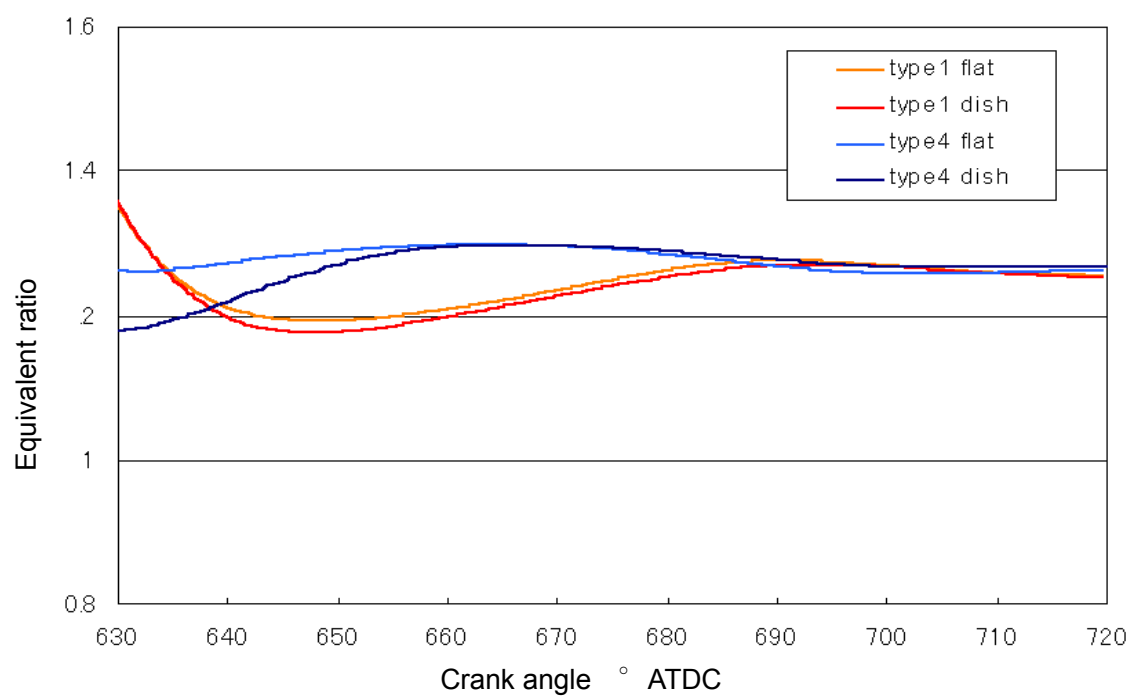


Figure 2-21 Equivalent ratio at vicinity of spark plug (WOT)

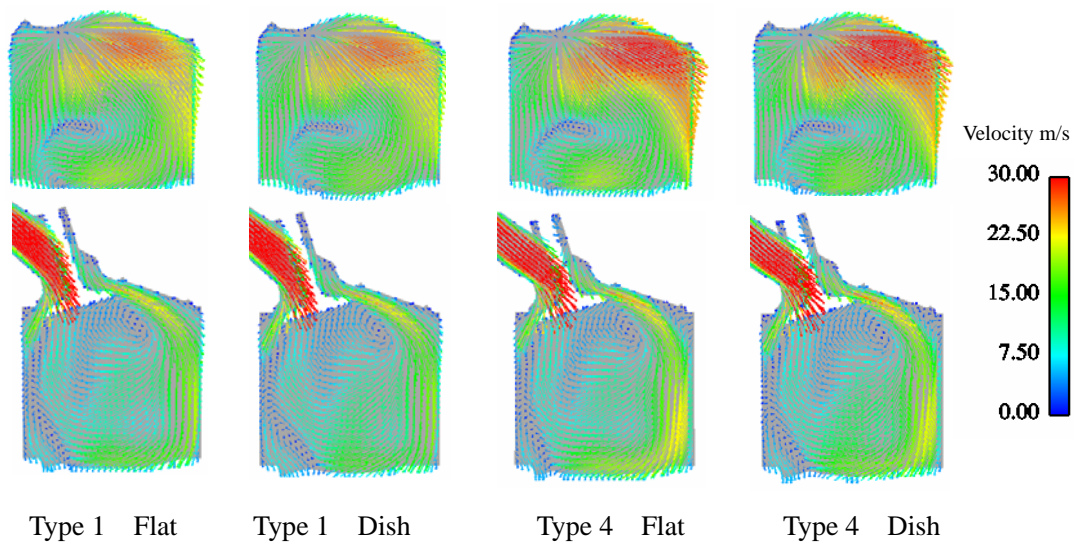


Figure 2-22 Air flow distribution in cylinder (Partial, 480 CA °ATDC)

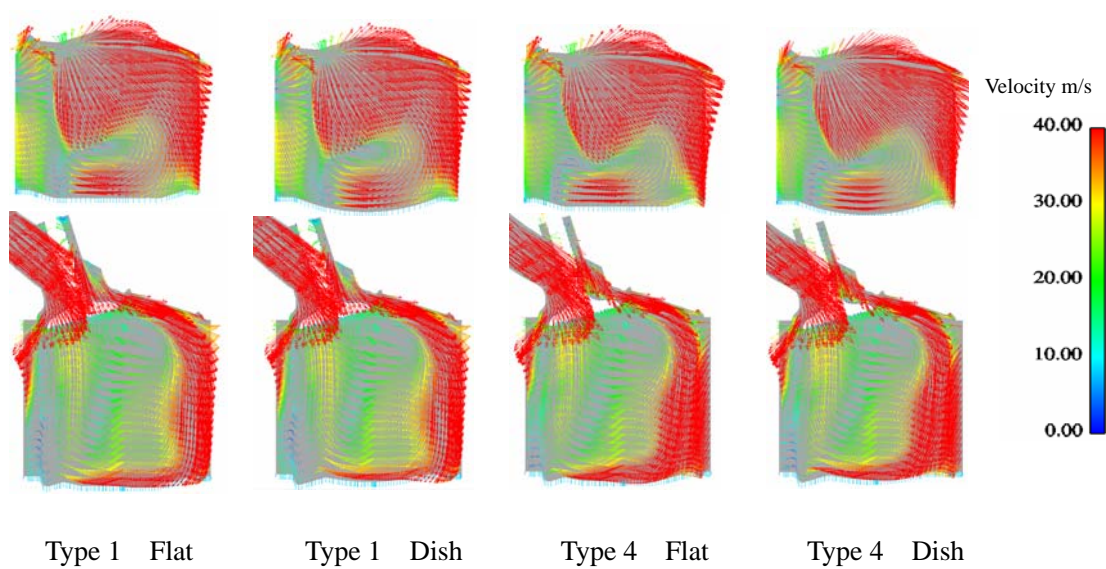


Figure 2-23 Air flow distribution in cylinder (WOT, 480 CA °ATDC)

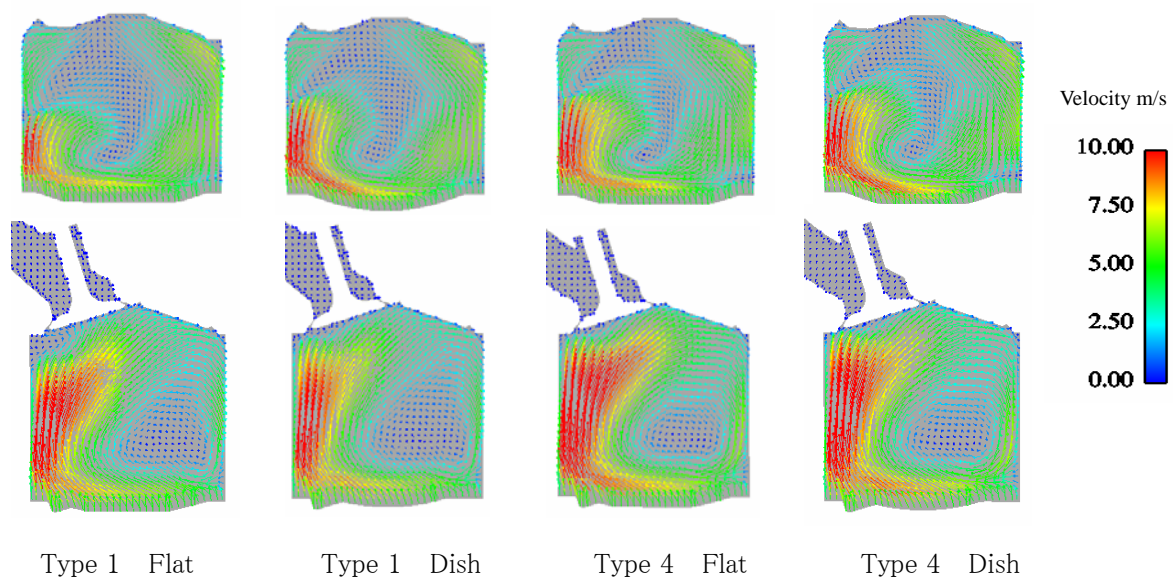


Figure 2-24 Air flow distribution in cylinder (Partial, 590 CA °ATDC)

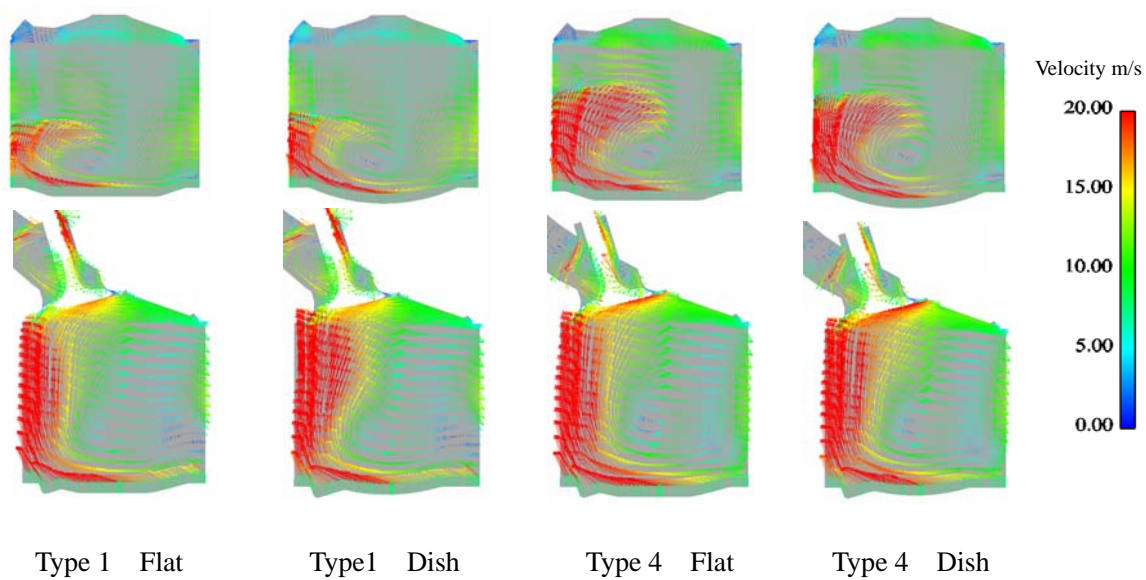


Figure 2-25 Air flow distribution in cylinder (WOT, 590 CA °ATDC)

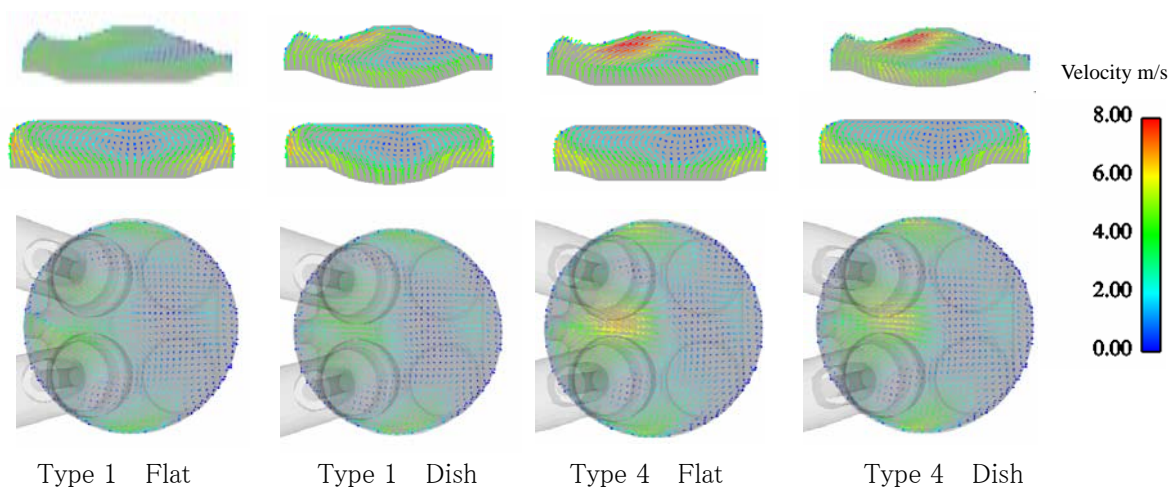


Figure 2-26 Air flow distribution in cylinder (Partial, 700 CA °ATDC)

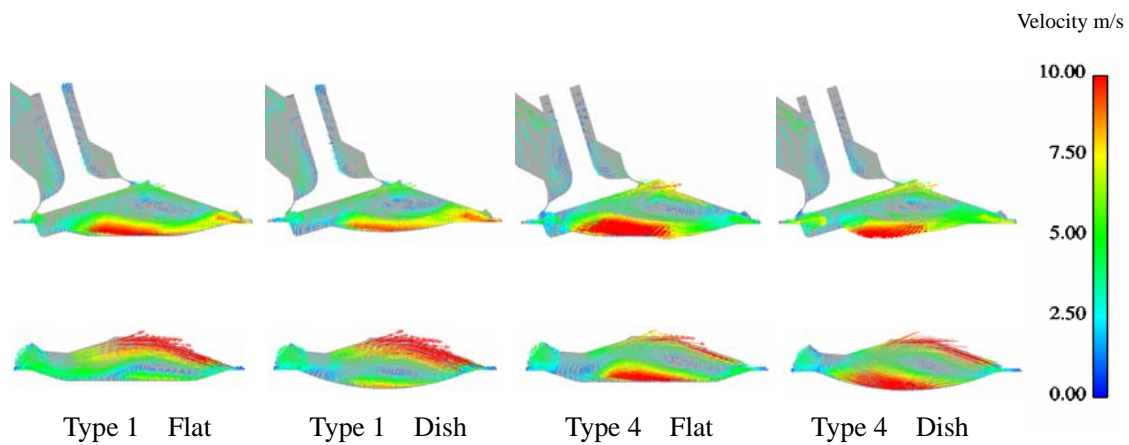


Figure 2-27 Air flow distribution in cylinder (WOT, 700 CA °ATDC)

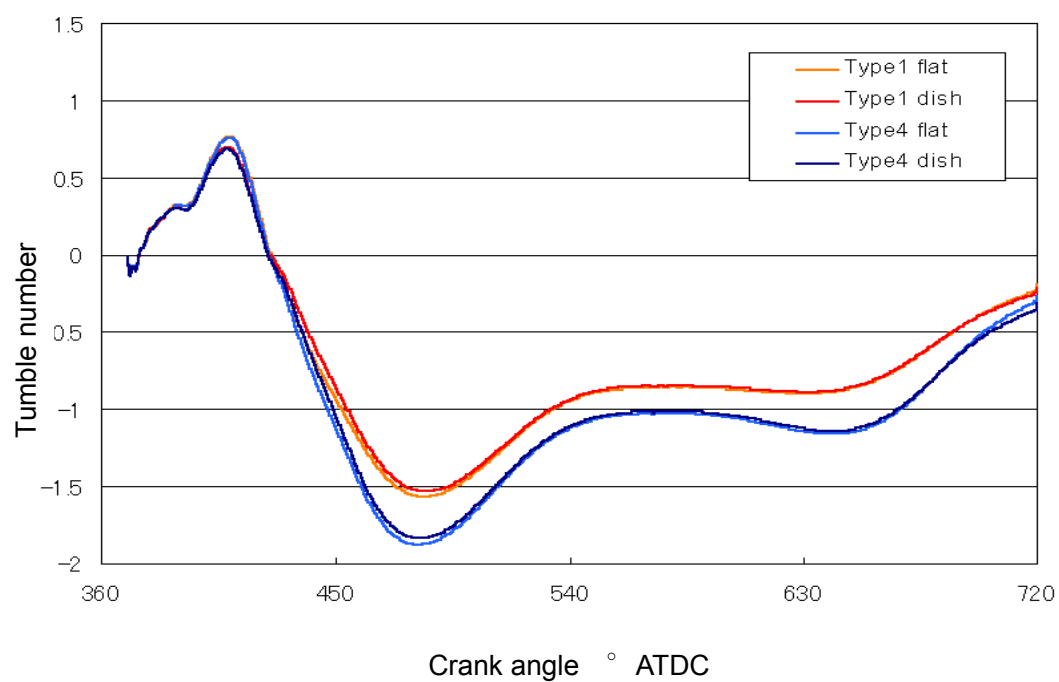


Figure 2-28 Tumble number (WOT)

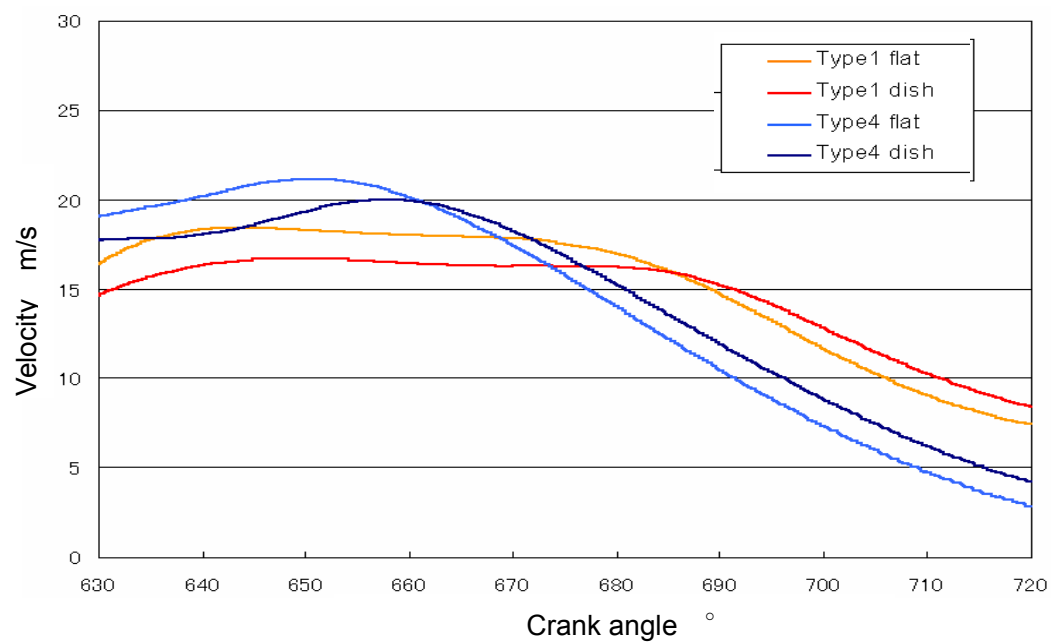


Figure 2-29 Flow velocity (WOT)

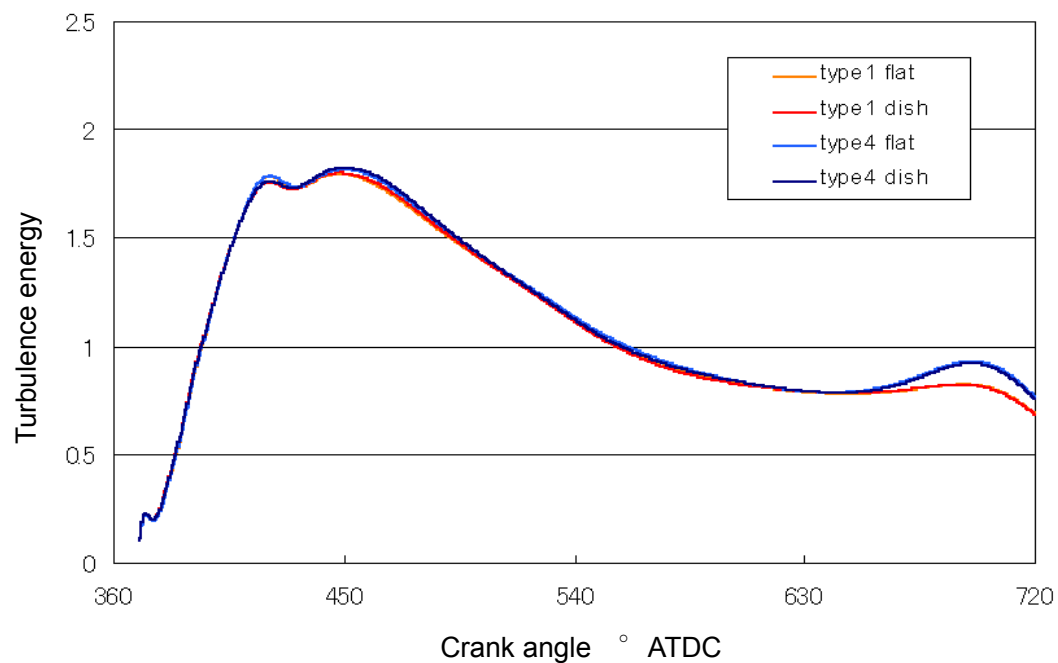


Figure 2-30 Turbulence energy (WOT)

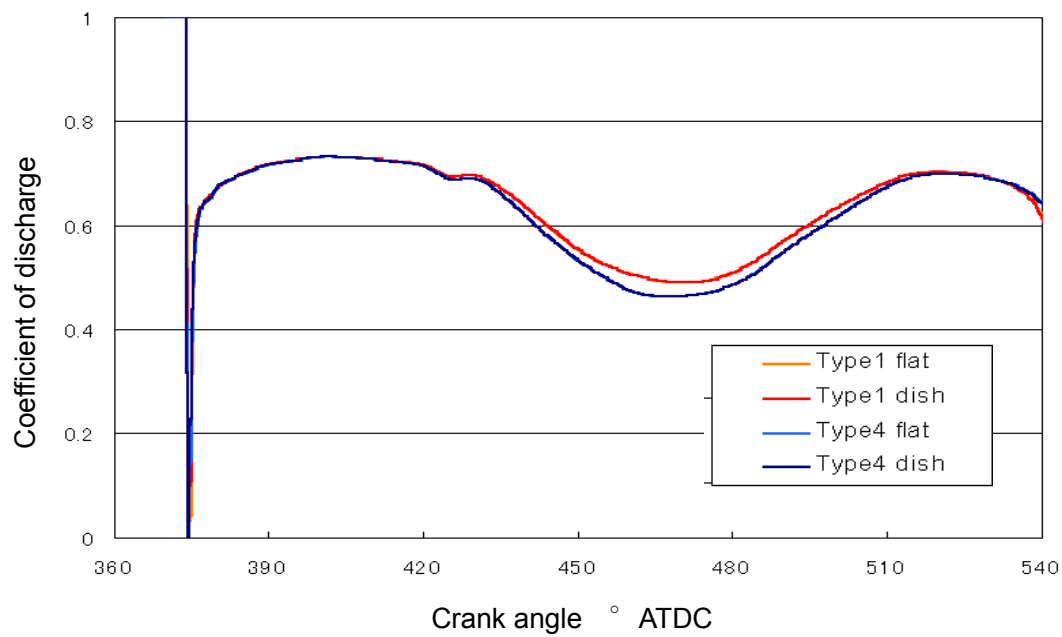


Figure 2-31 Coefficient of discharge (WOT)

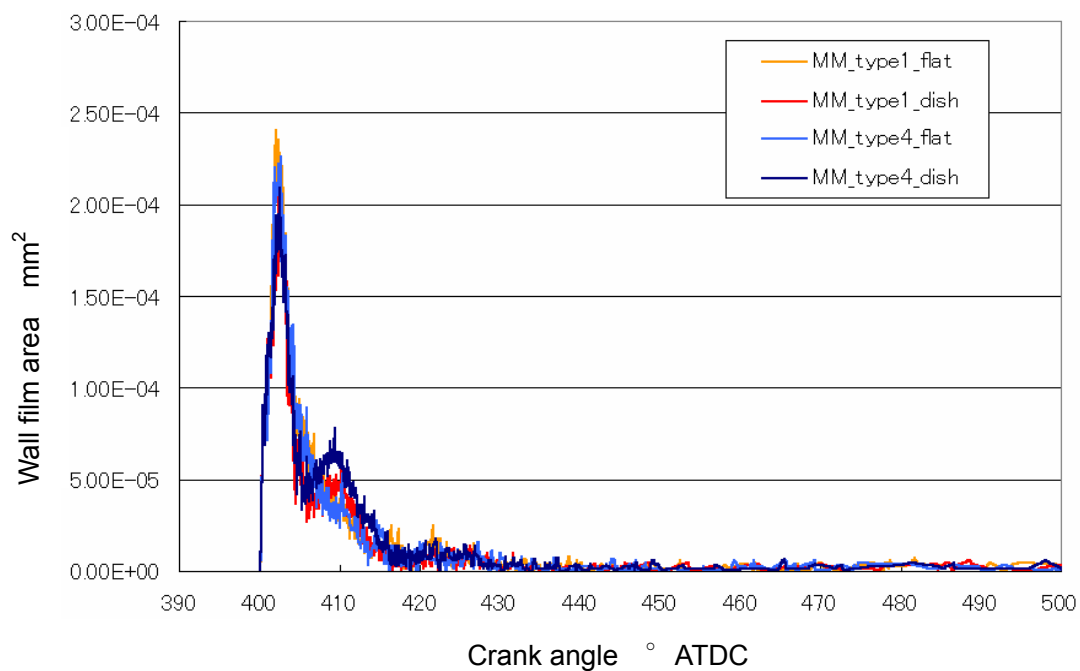


Figure 2-32 Wall film area (Idle)

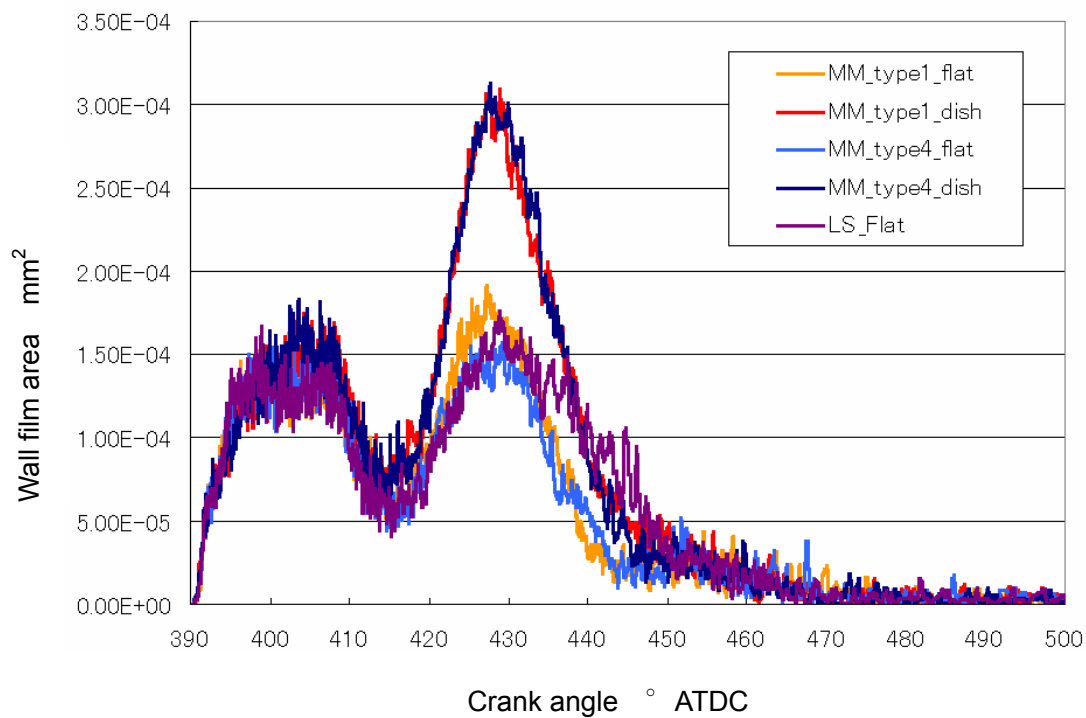


Figure 2-33 Wall film area (Partial)

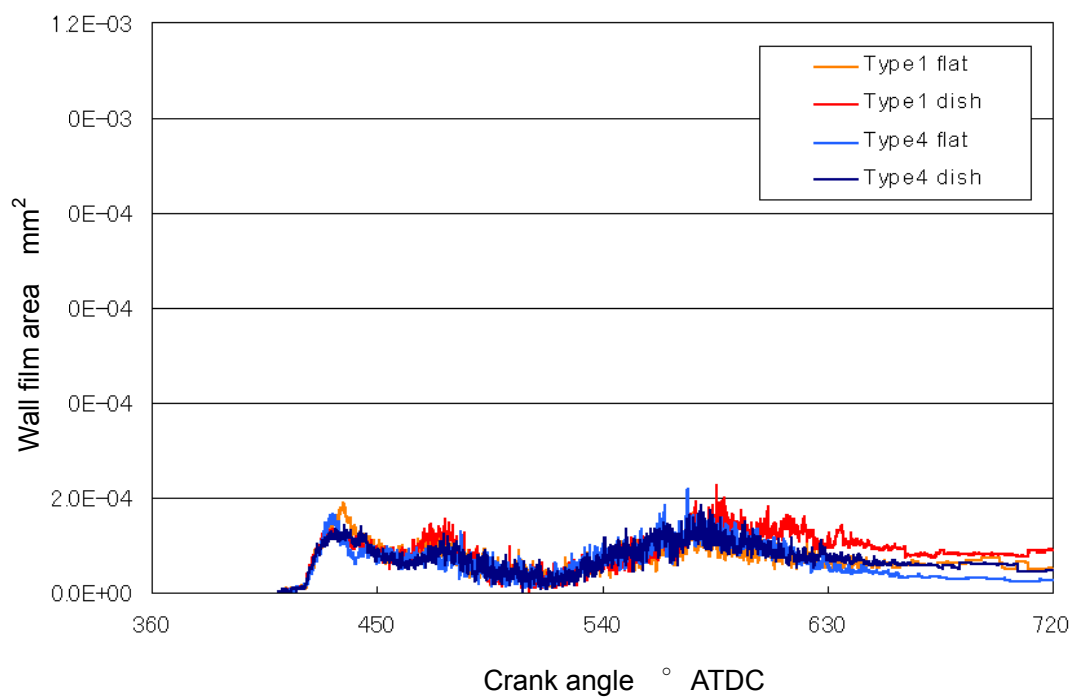


Figure 2-34 Wall film area (WOT)

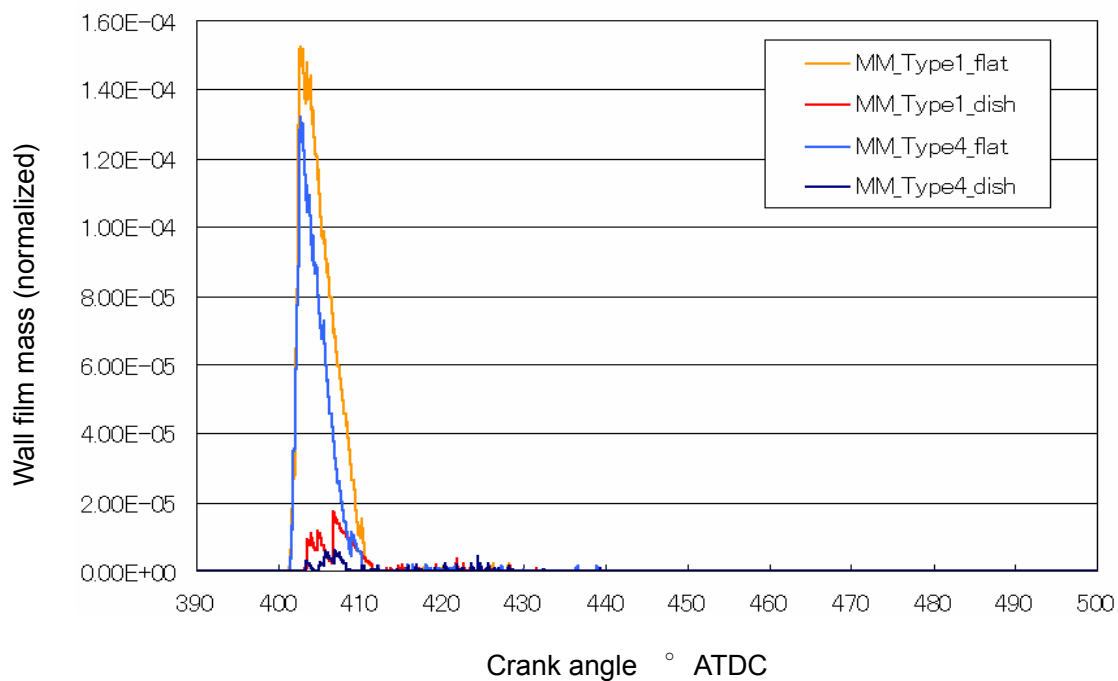


Figure 2-35 Wall film mass (Idle)

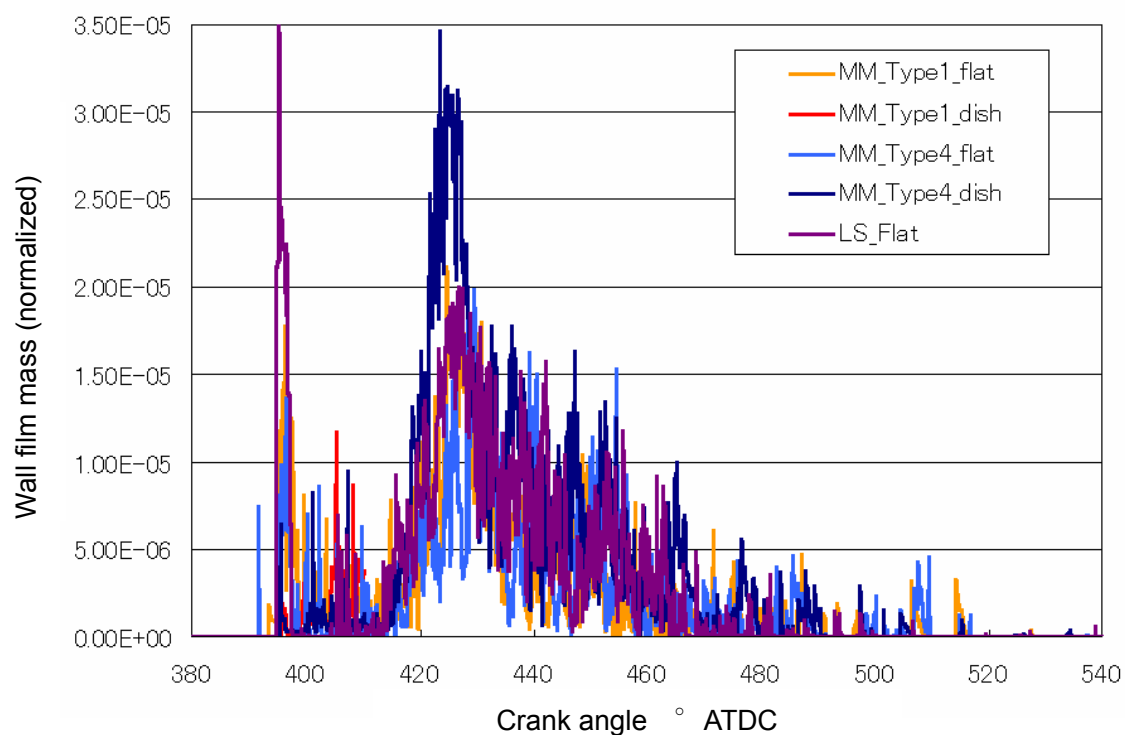


Figure 2-36 Wall film mass (Partial)

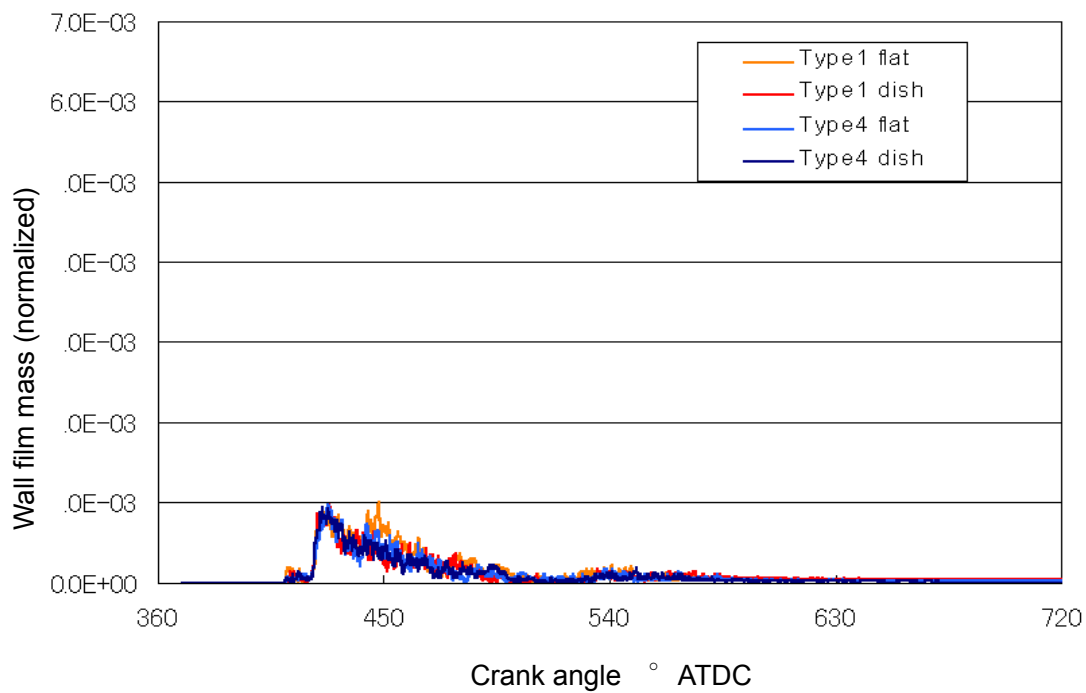


Figure 2-37 Wall film mass (WOT)

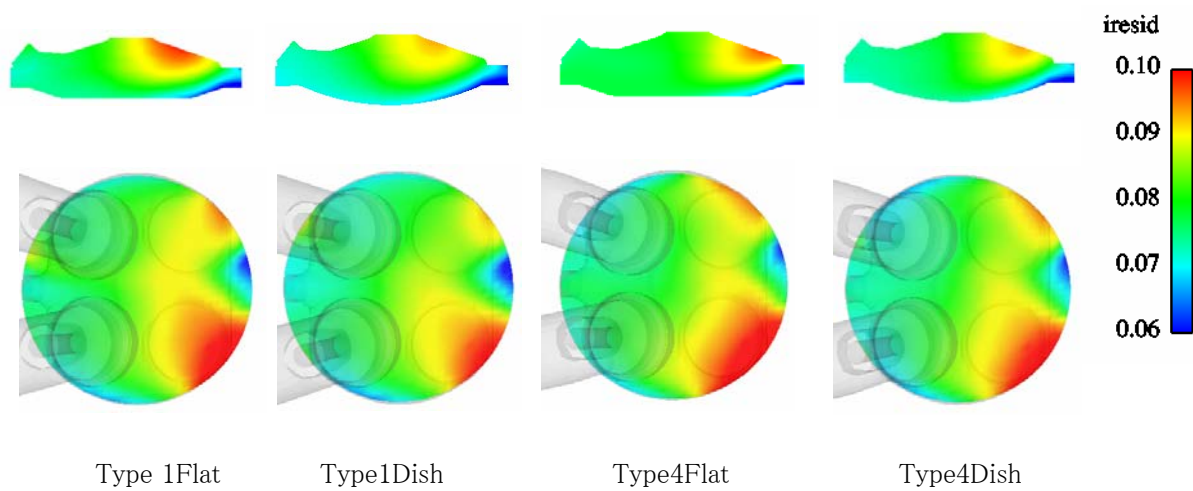


Figure 2-38 Internal EGR Distribution (Partial 710CA ° ATDC)

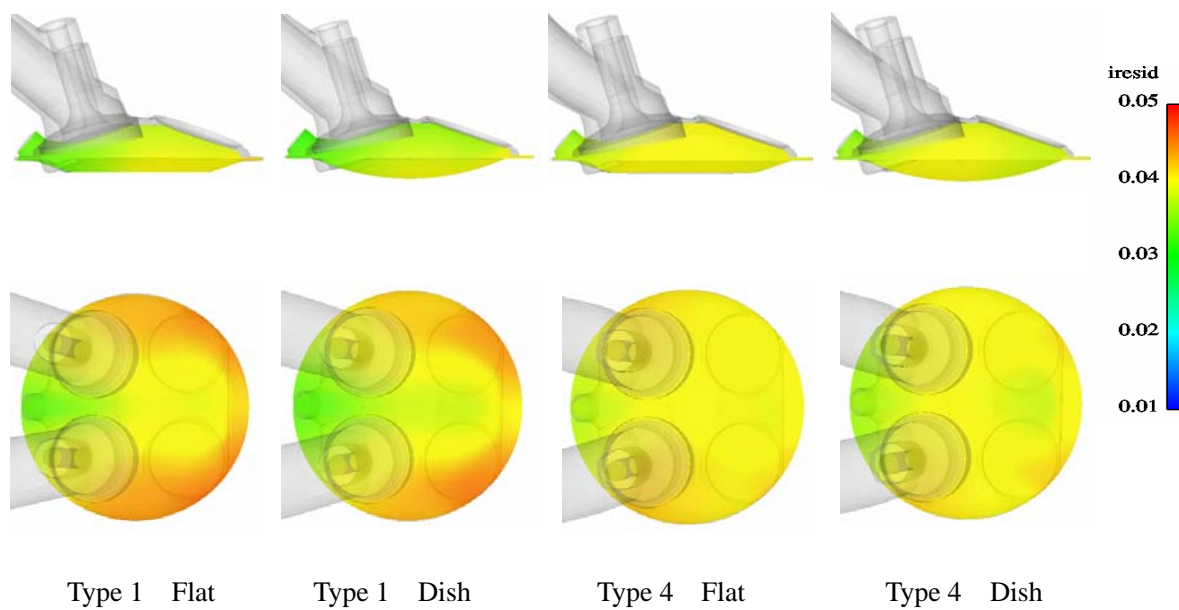


Figure 2-39 Internal EGR distribution (WOT 710CA ° ATDC)

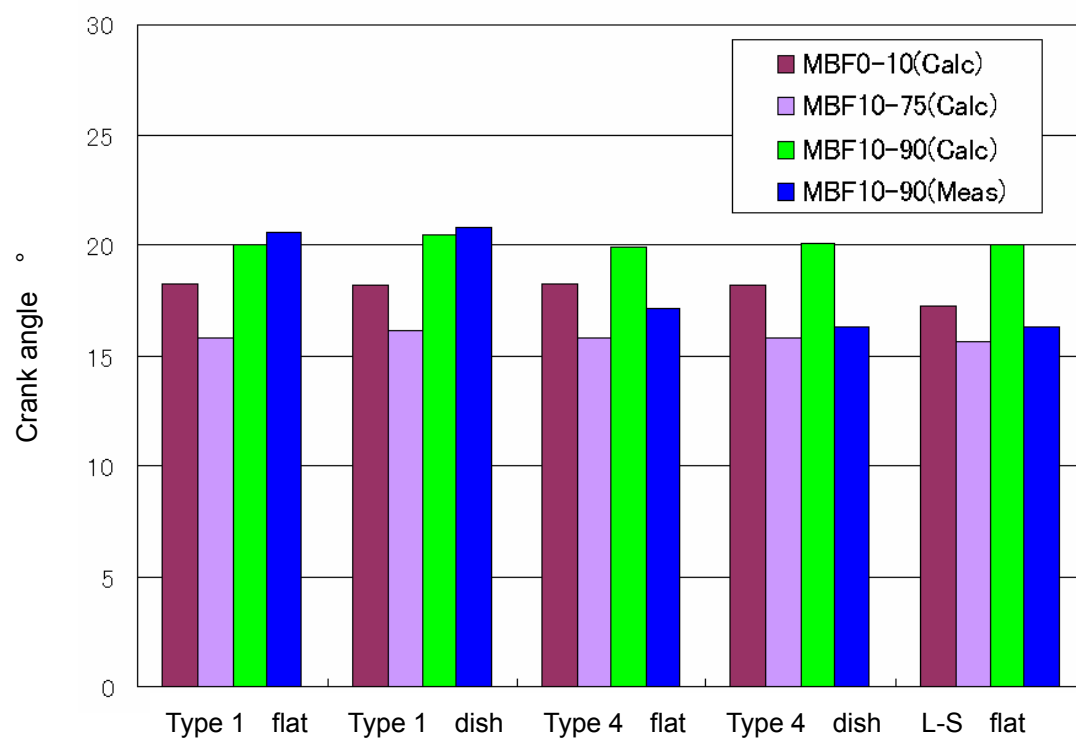


Figure 2-40 Comparison of mass burned fraction

2.6 吸気ポート型ズレの評価

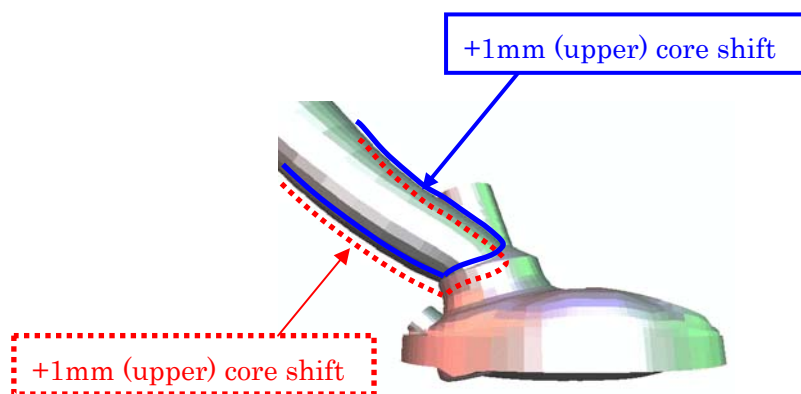
エンジンを量産する際に生産時のバラツキ考慮する必要がある。エンジンシリンダヘッドを生産するにあたり、吸気ポート中子型のズレによりポート形状にバラツキが生じる。このバラツキにより、筒内の空気流動が影響を受け、筒内混合気濃度分布が変わり、燃焼特性に影響を与えることが考えられる。この影響によるエンジンの出力・燃費性能への安定性も考慮して、吸気ポートの形状を決定する必要がある。従って、この型ズレが性能に及ぼす影響を調査することも開発の一つの重要な項目となる。そこでポート形状の型ズレに対する性能の安定性を評価するために、型ズレが起こった際のモデルを各吸気ポート形状に対して作製し、シミュレーションにより検討を行った。図 2-41 に今回計算を行った型ズレモデルを示す。モデルはタンブル比や流量係数について影響が大きい吸気ポート半径方向にズレを仮定し作製されている。

Type4 ポートは、タンブル性能は向上するものの加工のバラツキを受けやすいため、タンブル比、流量係数にバラツキが生じると想定される。量産時の型ズレ等に注意する必要がある。そこで、この型ズレの影響による性能安定性を計算で事前に見積ることにした。タンブル比や流量係数について最も影響が大きいポート半径方向に設計上の最大バラツキである図 2-41 のように±1mm(生産実力は±0.5mm)分ずらして、**Type1** と比較評価することとした。

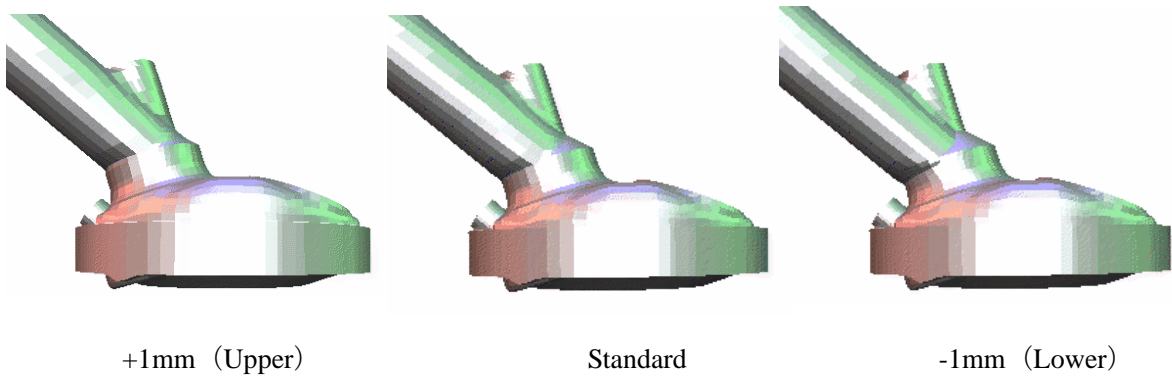
1)計算条件は、表 2-7 のとおり。

Table 2-7 Calculation conditions

	Idle	Partial	WOT
Engine speed (rpm)	800	2500	4000
Load (Nm)	0.6	20	80
BMEP (kPa)	-	382	1614
SOI (CAATDC)	399	388	398
EOI (CAATDC)	402	406	514
IVO (CAATDC)	339		
IVC (CAATDC)	601		
Calculation duration (CAATDC)	370-720		



Type 1 port, Flat piston



Type 4 port, Flat piston

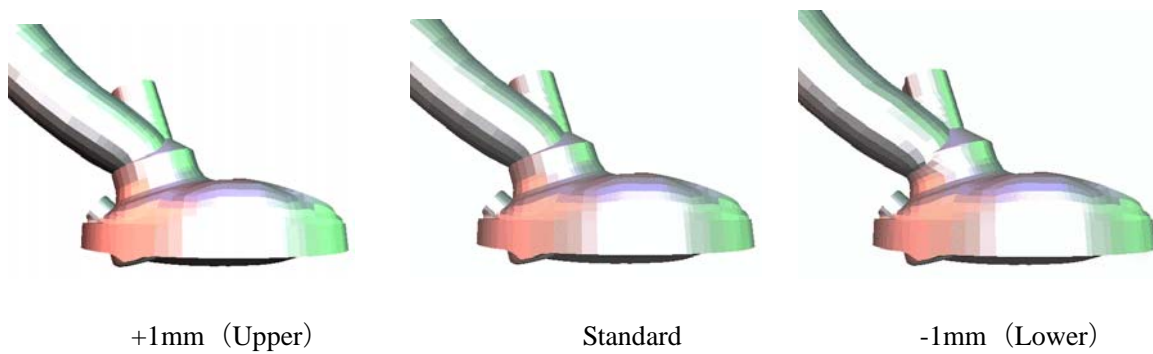


Figure 2-41 Shape of intake port core shift

2) 計算結果

i) タンブル比

図 2-42,2-43 ように, Type 1 ポートでは型を下にずらすとタンブル比は増加し, Type4 ポートでは上下どちらにずらしてもタンブル比は増加する. ピーク値だけでなく, 590 CA° ATDC 付近においても同じ傾向が見られる. 図 2-44 のタンブル変動率をみると, Type4 は上下両方の型ズレに対し 15%程度のタンブル変動が見られる. Type1 では下側のズレに対しては変動が大きいものの, 上側のズレに対する変動は小さい. また, 図 2-45 の標準偏差から Type1 に対し Type4 の方がタンブル比のバラツキが大きいことがわかる.

ii) 筒内流速分布

Type1 の下側の型ズレにおけるバルブ付近流速分布は, ポート鋳造部と加工部の接続部分で剥離が発生し Type4 に類似した流れになっている. これは, 中子先端部の球状部分が加工部よりはみ出し, Type4 に類似した形状になっているためである. Type4 の上側の型ズレではさらに剥離を生じやすい形状になっており, 逆タンブルを生成する流れが抑制されている. 図 2-47,2-48 で示されるように, 590 CA° ATDC においてもこれらの形状で強いタンブル流が生成されている. また, 部分負荷, WOT 条件とも同様の傾向が見られる.

さらに, 図 2-50~2-53 のように, バルブカーテンエリア周方向の流速分布から Type1 に対し Type4 のバラツキが大きいことがわかる. また, Type 4 では, 上下型ズレ形状に比べ Standard の逆タンブル方向の流れが大きく, 正タンブルを抑制していることがわかる.

iii) 流量係数

図 2-53,2-54 から, Type1 は型ズレによって流量係数はほとんど変化しないが, Type4 は上側の型ズレで約 5%低下する. 筒内流速分布にみられるように, 剥離が生じやすい形状になっているためであると考えられる.

図 2-55 のように, 流量係数変動率からも Type4 は上側の型ズレモデルにおいて変動が大きいことがわかる. また, 図 2-56 の標準偏差から流量係数のバラツキも Type4 の方が大きいことがわかる.

iv) まとめ

Type4 の方が, Type1 に比べて高タンブルを維持できるが, 性能安定性は悪いと考えられ, 部分負荷, WOT 条件ともに同様な傾向を示す. 性能安定性を決める要因の一つはポート接続部分形状, 角度で発生する剥離の遷移領域が型ズレの範囲に含まれると安定性は悪化する.

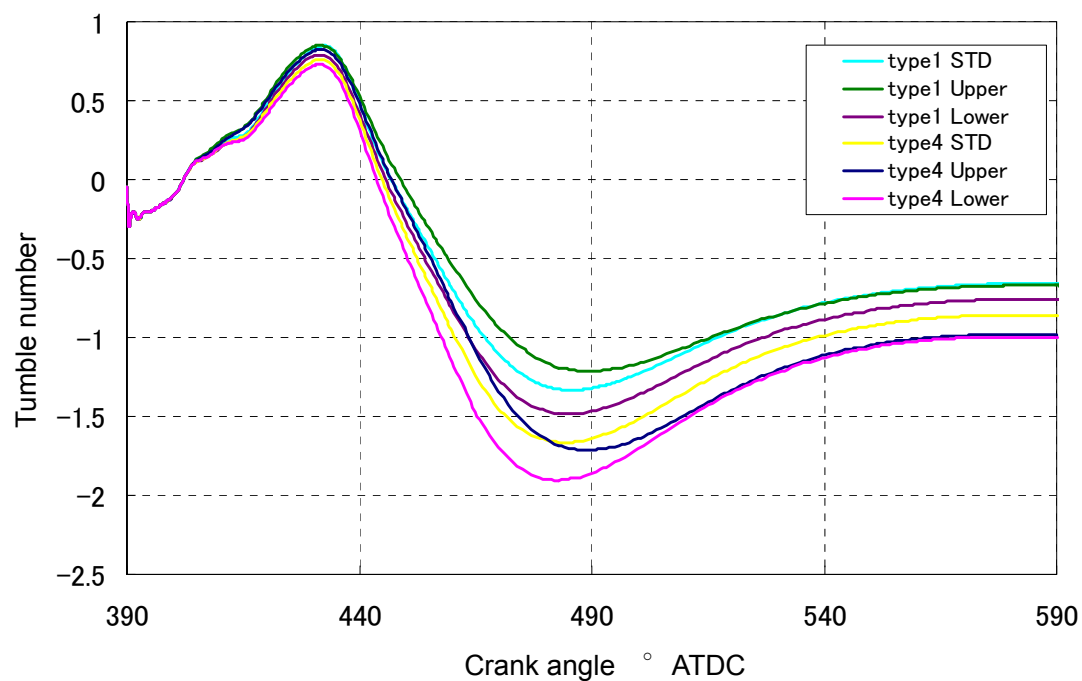


Figure 2-42 Tumble number (Partial)

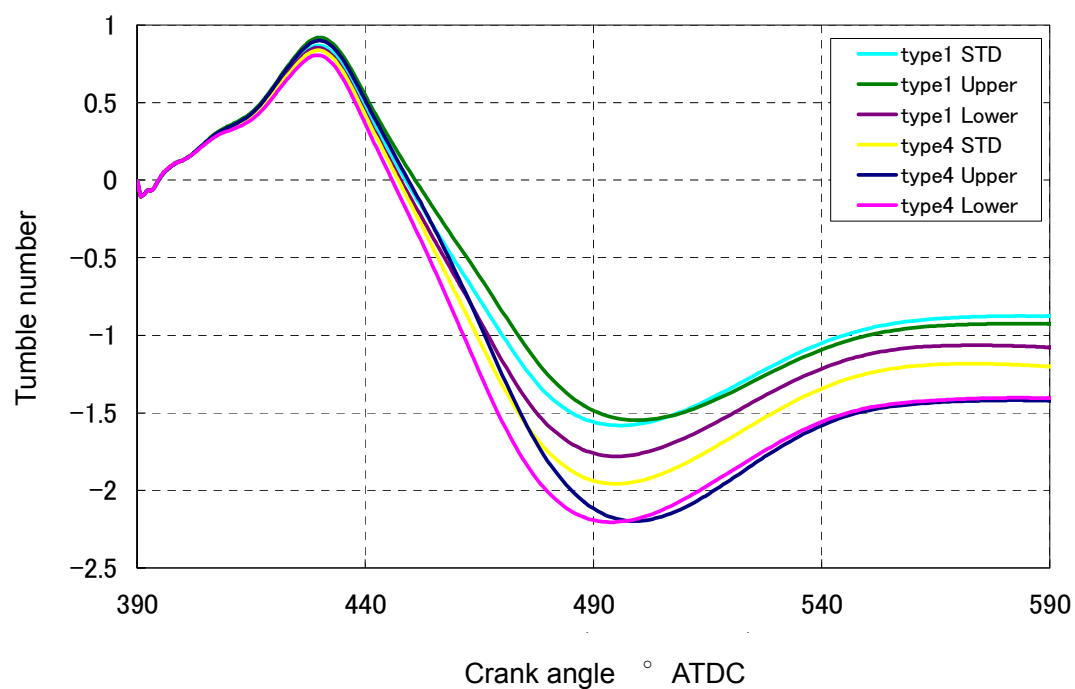


Figure 2-43 Tumble number (WOT)

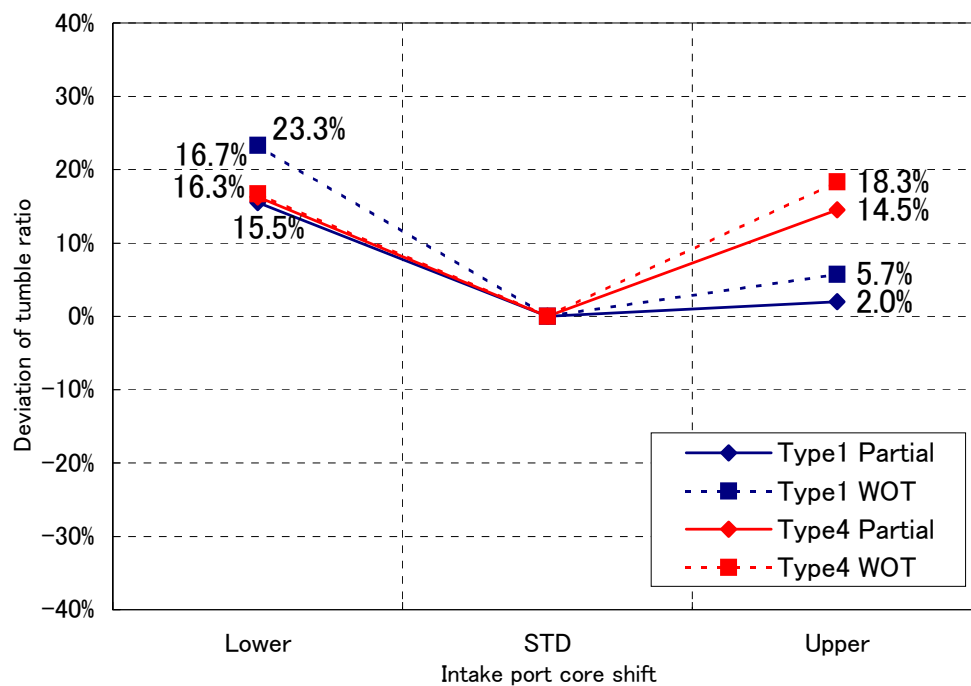


Figure 2-44 Deviation of tumble ratio

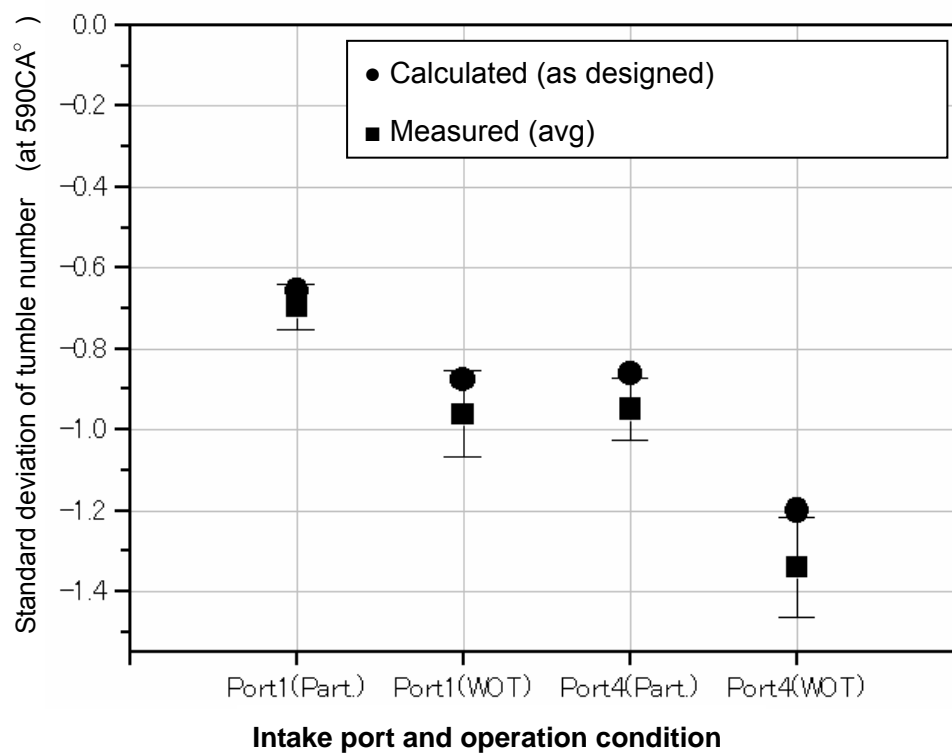


Figure 2-45 Standard deviation of tumble number

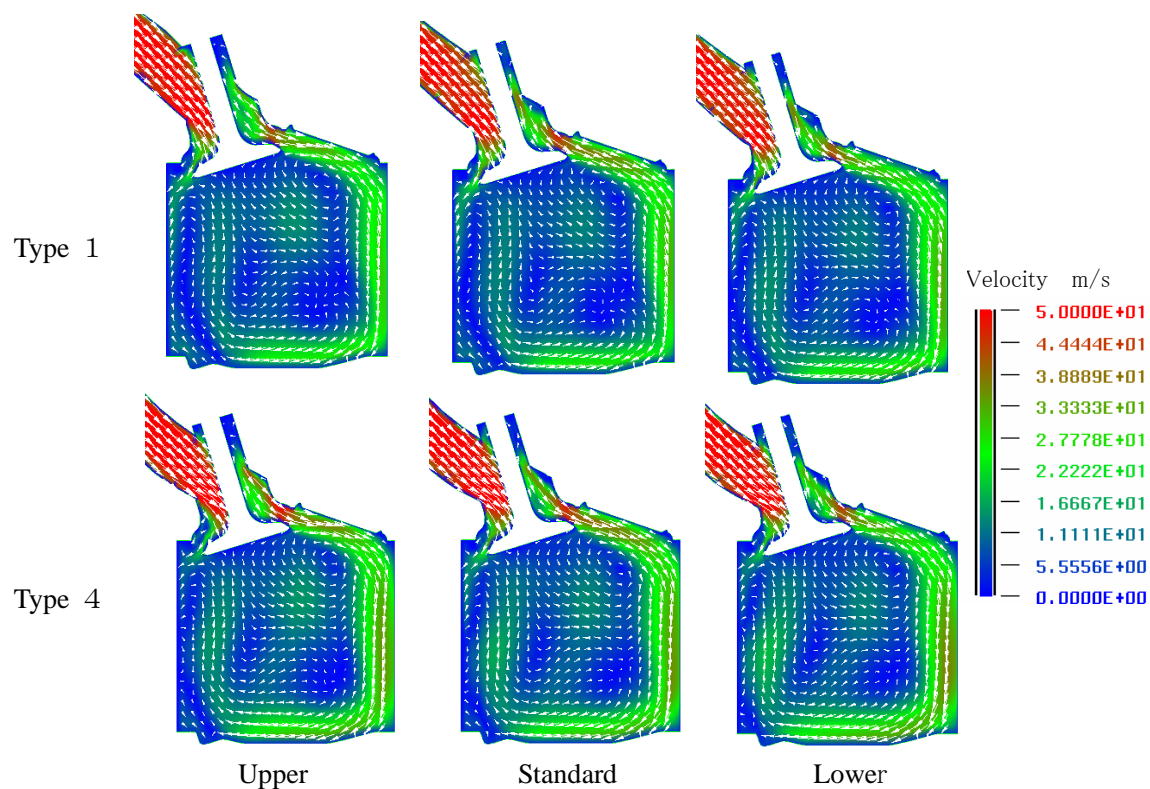


Figure 2-46 Air flow distribution in-cylinder (Partial, 488 CA °ATDC)

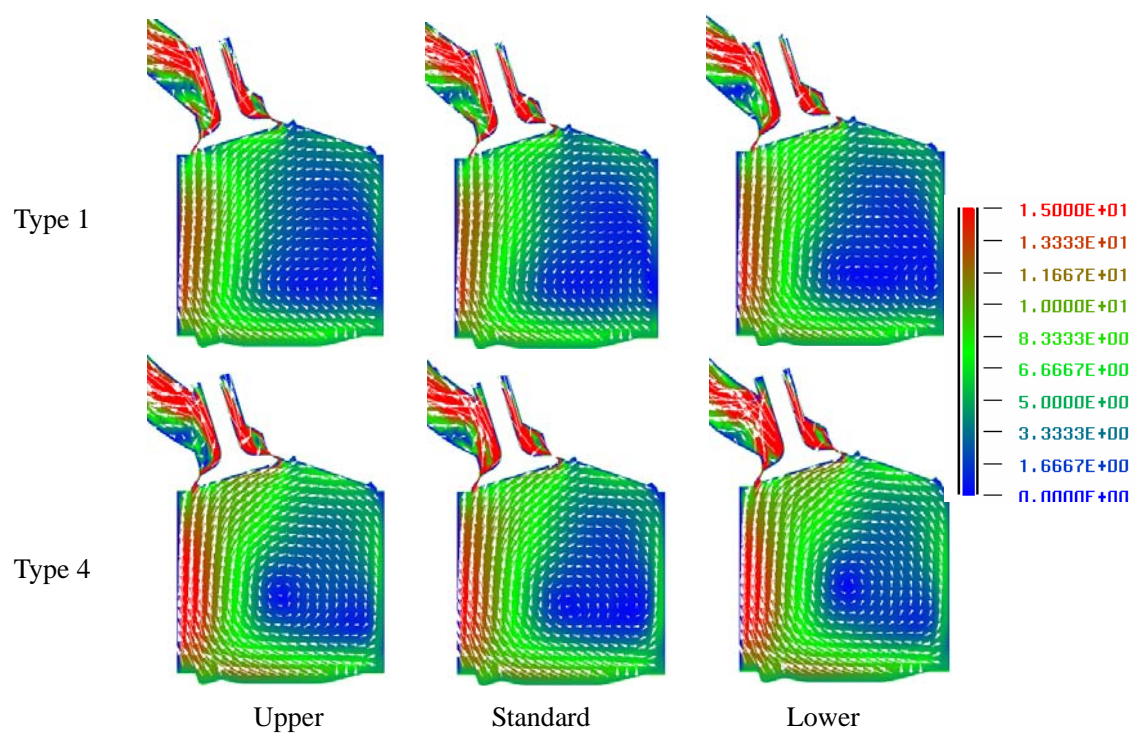


Figure 2-47 Air flow distribution in cylinder (Partial, 590 CA °ATDC)

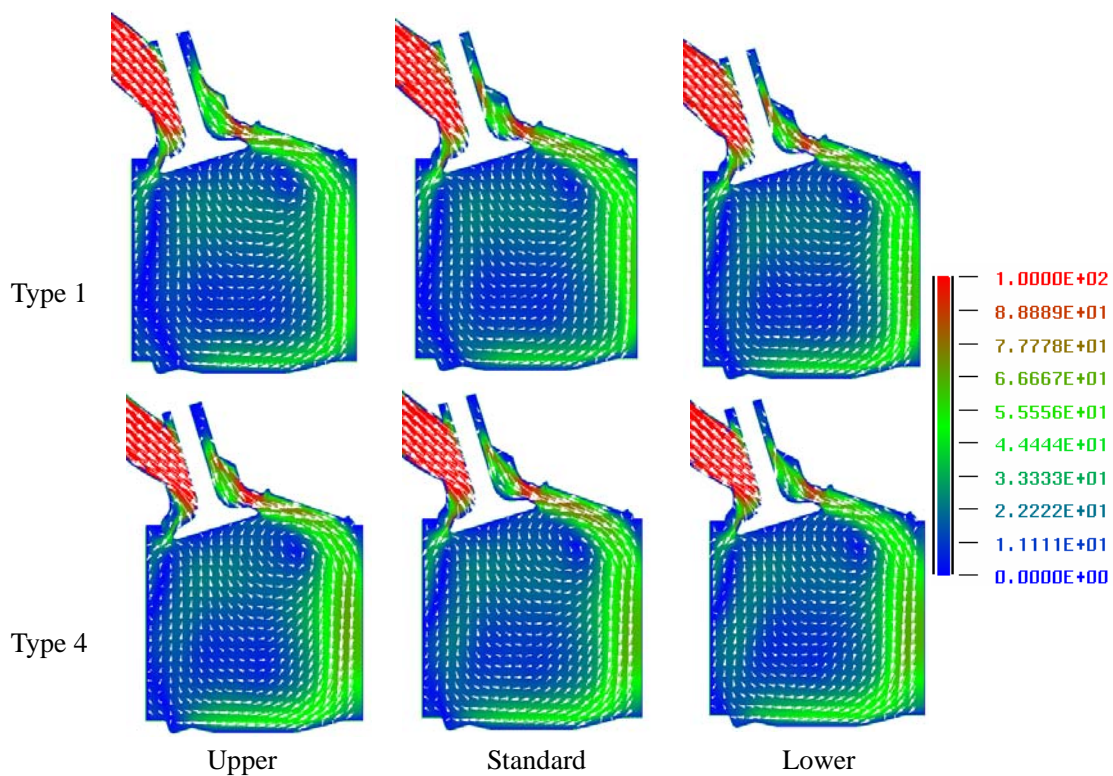


Figure 2-48 Air flow distribution in cylinder (WOT, 488 CA °ATDC)

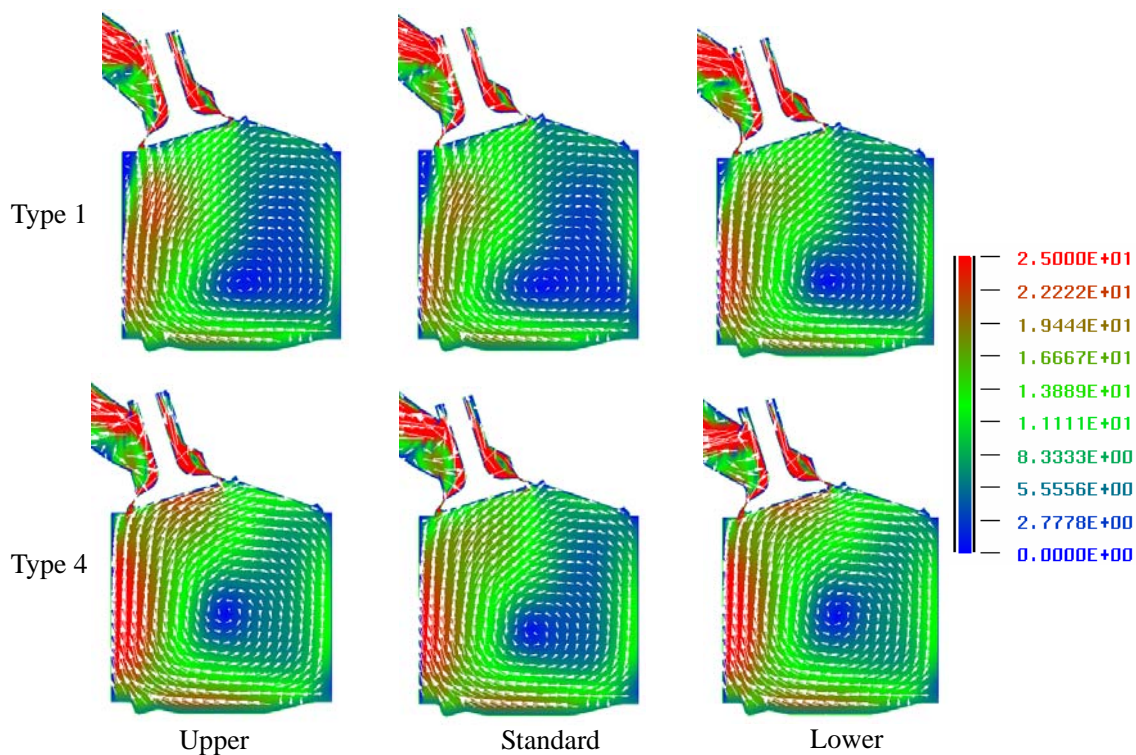


Figure 2-49 Air flow distribution in cylinder (WOT, 590 CA °ATDC)

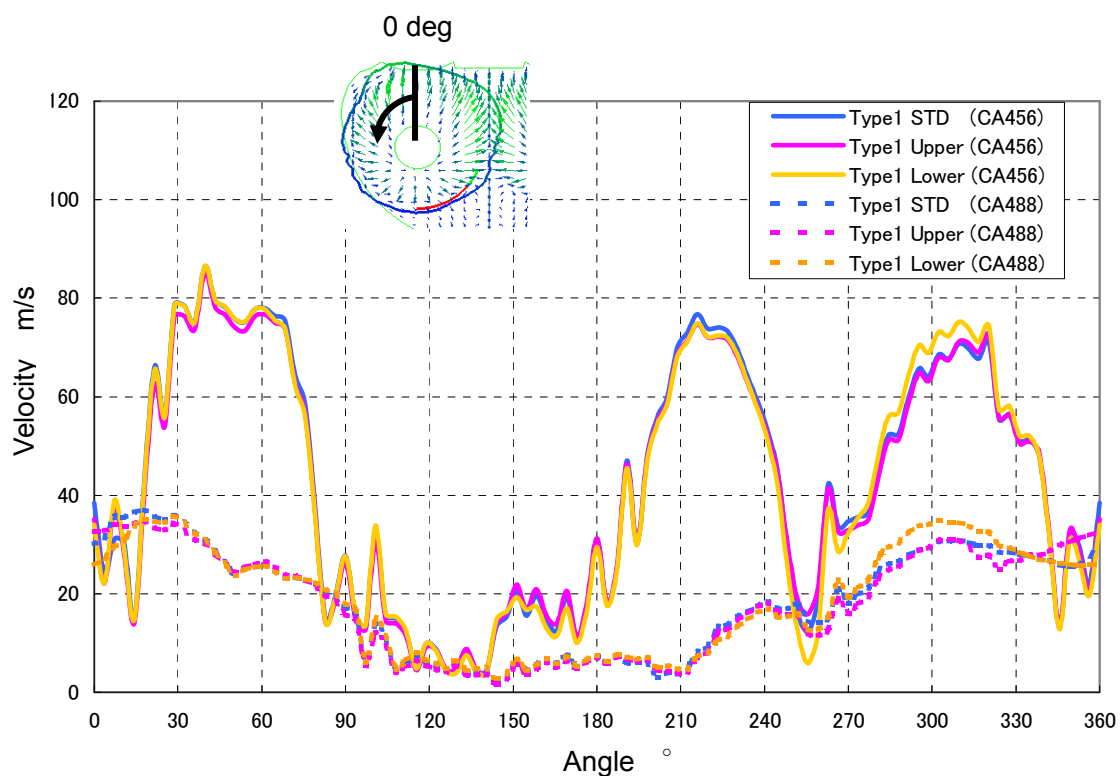


Figure 2-50 Tangential flow velocity at valve curtain area (Type 1, Partial)

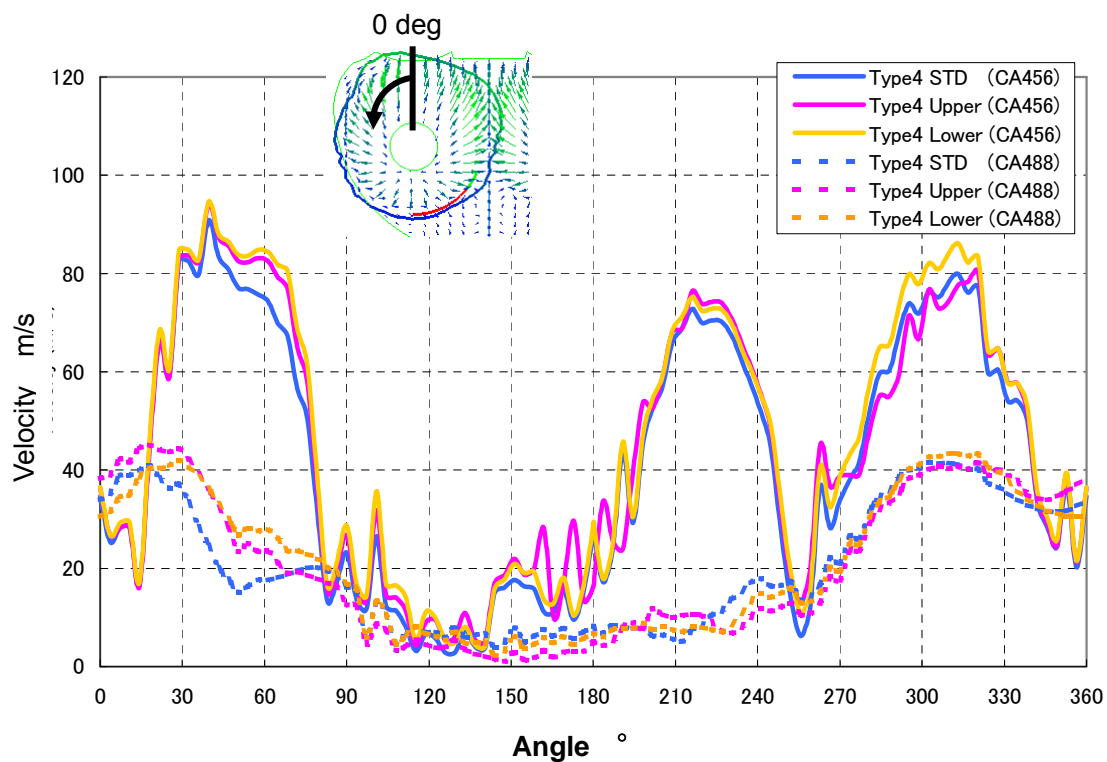


Figure 2-51 Tangential flow velocity at valve curtain area (Type 4, Partial)

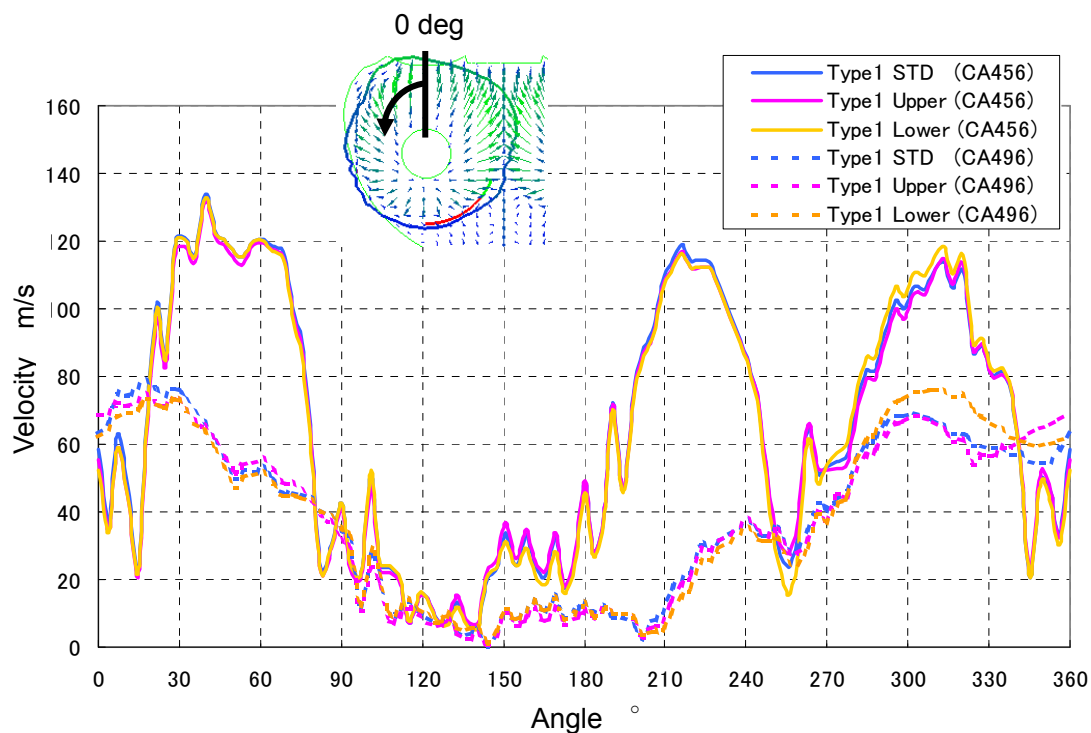


Figure 2-52 Tangential flow velocity at valve curtain area (Type 1, WOT)

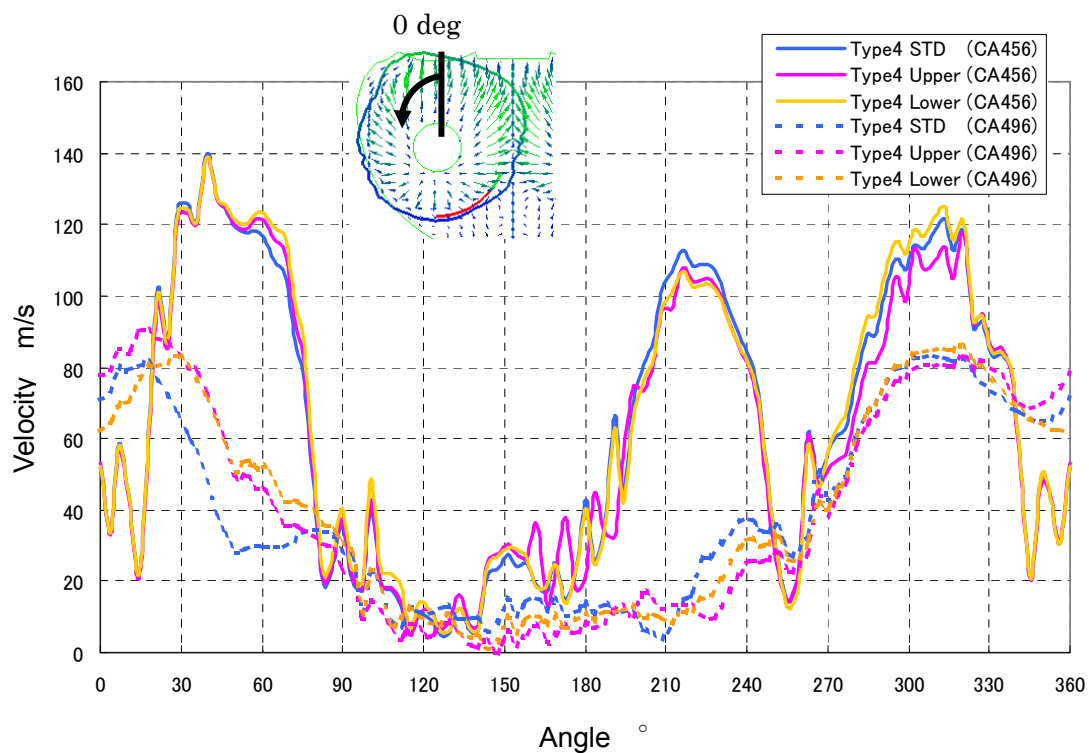


Figure 2-53 Tangential flow velocity at valve curtain area (Type 4, WOT)

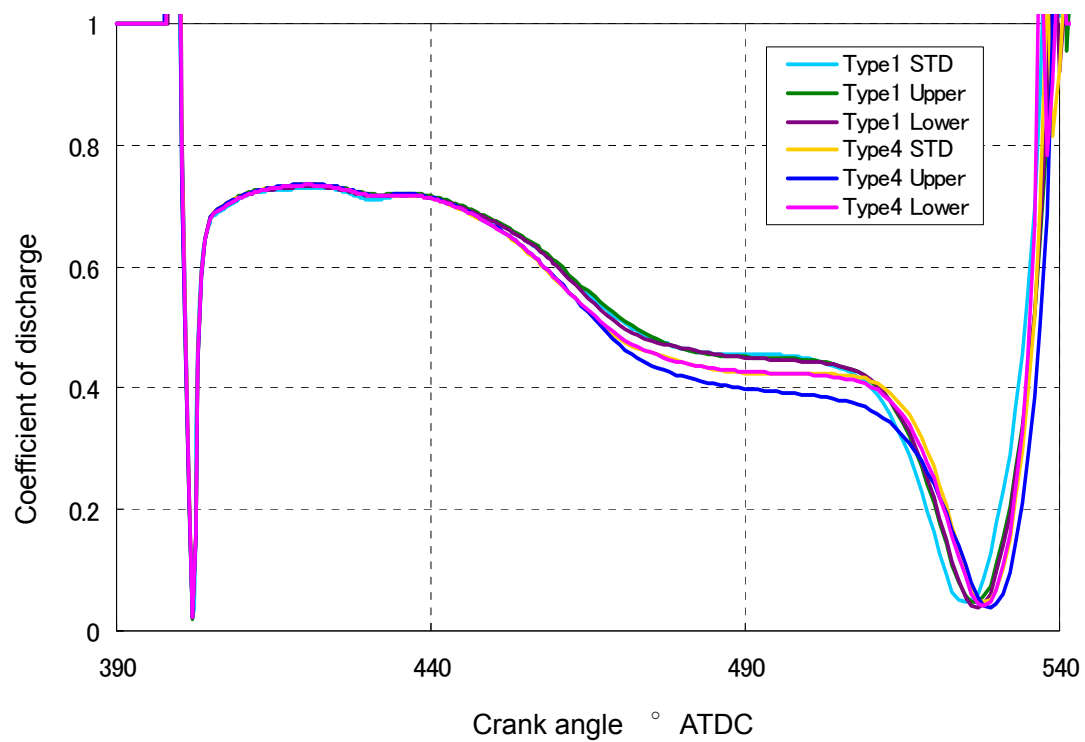


Figure 2-54 Coefficient of discharge (Partial)

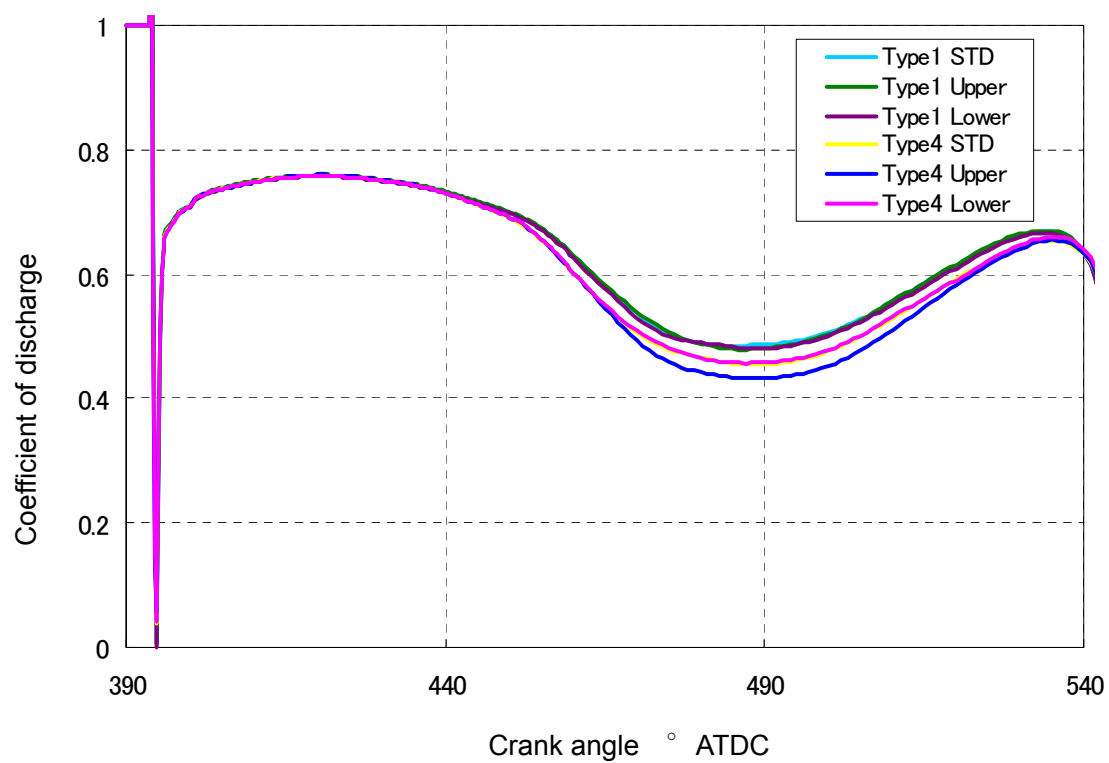


Figure 2-55 Coefficient of discharge (WOT)

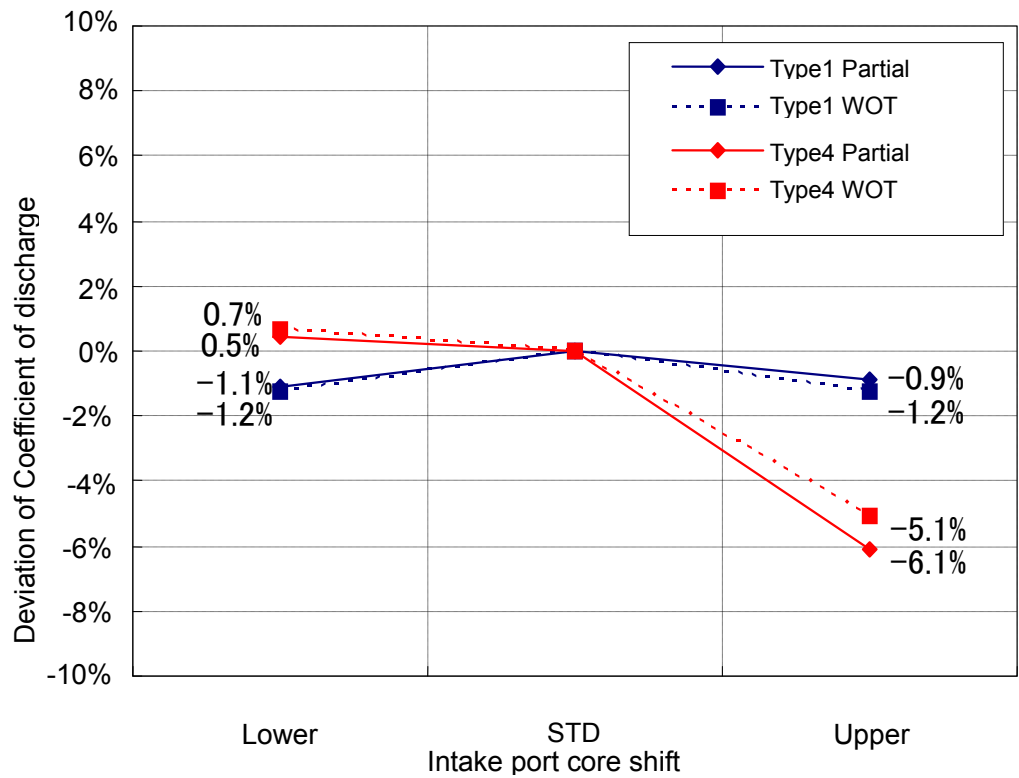


Figure 2-56 Deviation of coefficient of discharge

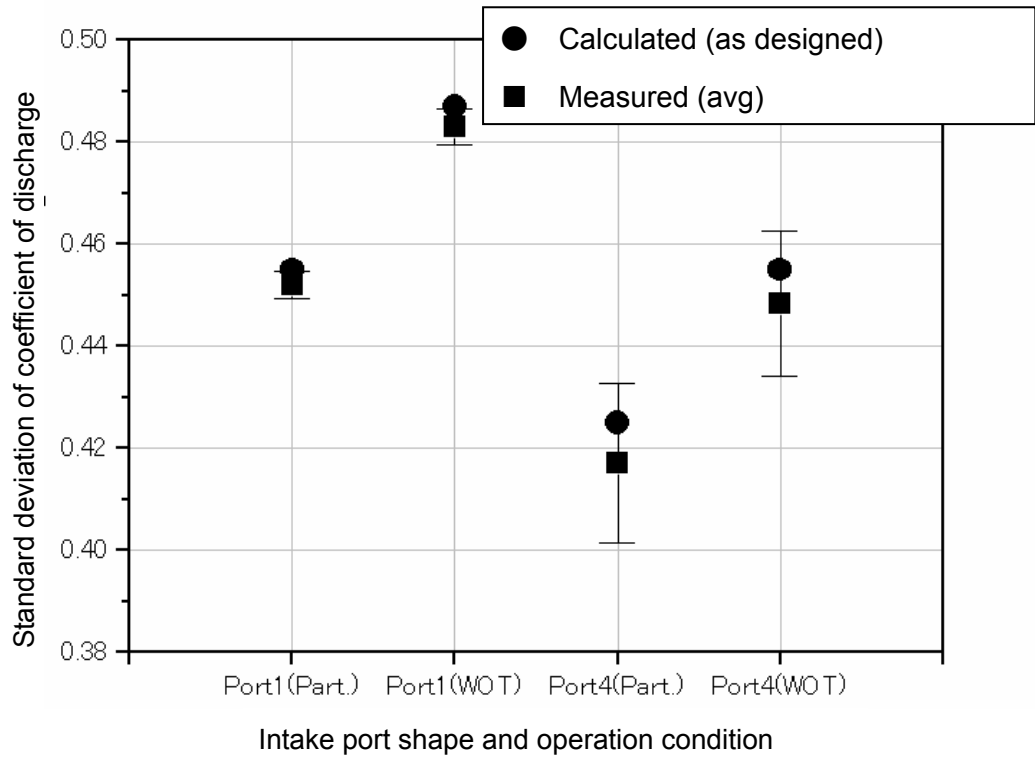


Figure 2-57 Standard deviation of coefficient of discharge

2.7 まとめ

(1) 本章では、低燃費化及び排出ガス化を目指した軽自動車初の直噴ターボエンジンを開発するために、開発期間の短縮と試作コストの低減および筒内現象の詳細な把握を目的として数値シミュレーションを導入し、エンジンの吸気ポート形状、ピストン形状諸元の検討を行った。また、エンジンを生産する際のバラツキによるエンジン性能への影響を確認するため、生産時の吸気ポートの型ズレに対する性能安定性についても評価を行った。

(2) 数値シミュレーションには、GM R&D で開発された GMTEC を用いた。計算はすべて非定常で行っているが、それぞれのステージで必要に応じて、流れ場計算、噴霧混合気計算、燃焼計算を行う。評価はねらいとなっている下記項目を計算した。

- 1) 筒内混合気濃度分布
- 2) 点火プラグ近傍当量比
- 3) 筒内流速分布
- 4) タンブル比
- 5) 点火プラグ近傍流速
- 6) 乱流エネルギー
- 7) 流量係数
- 8) 壁面付着面積、付着量
- 9) 内部 EGR 分布

(3) 上記数値シミュレーションを行うことにより、以下の結果を得た。

- 1) 吸気ポートでの数値シミュレーション結果では、非対称(L-S)ポートは、高いタンブル比を維持することができるが、混合気分布については対称(L-L)ポートの方が均一かつ安定している。ただし、高いタンブル比を得られた要因は、ポートの非対称性ではなく、非対称(L-S)ポートの片方のポート通路断面積が小さいことによるものであった。従って、安定した混合気分布を得るために対称ポートとし、高いタンブルを得るために、通路断面積を大(L)と小(S)の中間(M)とした対称(M-M)ポートとした。
- 2) 対称(M-M)ポートの中で、Type4 ポート形状がねらいどおり高いタンブル比（非対称(L-S)ポート比 24%向上 at590ATDC）を示した。全負荷での流量係数も非対称(L-S)ポートを若干上回った。しかし Type4 はポートを寝かした分、バルブシートとの交差角ができ加工のバラツキを受けやすいため、吸気ポートの型ズレを生じた場合、タンブル比、流量係数にバラツキが生じると想定される。

- 3) 空気流動に関しては, **Type4** が優れているが, **Type1** の方が混合気形成については, 優れている. また, **Type1** の方が, 型ズレに対して影響が少ない.
- 4) ピストン形状は, **Dish** タイプは, ピストン頂部の窪み部の深さが深いことにより, 燃料付着量が少なく, スモークの発生が低減できると考えられえ. また, 筒内タンブル流を点火時期まで持続できる.
- (4)上記結果から, 図 2-58 に示すとおり, 吸気ポート形状は, 対称(M-M)ポートの **Type1**, ピストン形状は, **Dish** タイプを選定し, 下記燃焼コンセプトを実現することを目指した.
- 1) 吸気ポートおよびピストン形状による高タンブル・高流量係数化
 - 2) 点火プラグ近傍に最適な濃度の燃料混合気配置
- (5)選定したエンジン諸元でエンジンを試作し, 実験的評価を行い, 次章でその結果について述べる.

Port section area: M-M

Port shape: Type 1



Piston shape: Dish type

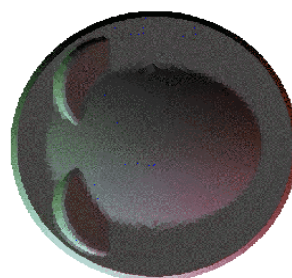


Figure 2-58 Selected intake port shape and piston shape

第2章 参考文献

- (1) Khalighi B., El Tahry S. H., Haworth D.C. and Huebler M.S. , “Computation and Measurement of Flow and Combustion in a Four-Valve Engines with Intake Variations, and Combustion in a Four-Valve Engines with Intake Variations,” SAE Paper 950287, 1995.
- (2) 中間健二郎,村瀬栄二他, 日本機械学会 2001 年度年次大会講演論文集,K1921
- (3) 中間健二郎,村瀬栄二他, 日本機械学会 2002 熱工学講演会講演論文集,E211
- (4) 村瀬栄二,中間健二郎他, 日本機械学会 2001 年度年次大会講演論文集,K1922
- (5) T.H. Lake, J. Stokes, P.A. Whitaker, J.V. Crum, "Comparison of Direct Injection Gasoline Combustion Systems," SAE 980154.
- (6) Moriyoshi, Y., Morikawa, H., Komatsu, E., Analysis of Turbulent Combustion in Simplified Stratified Charge Condition, International Journal of JSME..
- (7) Moriyoshi, Y., Morikawa, Y., Kamimoto, T., and Hayashi, T., Combustion Enhancement of Very Lean Premixture in Stratified Charge Condition, SAE Paper No.962087.
- (8) Shiraishi, T., Nakayama, Y., Kihara, Y., and Nogi, T., A Study of Mixture Formation in Spark Ignited Direct Fuel Injection Engines”, NO.15-01 JSAE SYMPOSIUM.
- (9) Ortmann, R., Arndt, S., Raimann, J., Grzeszik, R., and Gernot Würfel, G., Methods and Analysis of Fuel Injection,Mixture Preparation and Charge Stratification Indifferent Direct Injected SI Engines“,SAE 2001-01-0970.